



TITLE:

揚水発電に関する研究(Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

平井, 滋二

CITATION:

平井, 滋二. 揚水発電に関する研究. 京都大学, 1961, 工学博士

ISSUE DATE:

1961-05-26

URL:

<https://doi.org/10.14989/161927>

RIGHT:

揚水発電に関する研究

平 井 滋 二

揚水発電に関する研究

昭和 35 年 9 月

平 井 滋 二

DOC
1961
45
電気系

揚水発電に関する研究

目 次

内 容 概 概	1
序 論	3
第1章 大森川発電所の概況	4
第1節 緒 言	4
第2節 設備の概要	5
第3節 ポンプタービンの運転順序	10
第4節 揚水効果と運転実績	12
第2章 揚水発電の経済性	16
第1節 緒 言	16
第2節 揚水発電の機能上の分類	16
1 単純揚水式	16
2 複合揚水式	18
第3節 揚水発電の一般的価値判断	21
第4節 火力発電の原価	22
1 原価の構成	23
2 熱消費率及び所内電力消費率	23
3 原価の計算例	24
第5節 揚水発電原価の一般的表現	26
1 発電電力量	27
2 固 定 費	27
3 可 変 費	27
4 火力の燃料費節減効果	29
5 揚水発電原価の一般式	30

第6節	各種方式における価値判断	33
1	単純揚水式、貯水池式	33
2	単純揚水式 調整池式	35
3	複合揚水式 1	37
4	複合揚水式 2	39
5	複合揚水式 3	41
第7節	結 言	42
第3章	ポンプタービンの特性	45
第1節	緒 言	45
第2節	ポンプタービンの概要	46
第3節	ポンプタービンの特性の一般的傾向	49
1	最高効率	51
2	特有速度と基準値	51
3	最高効率を与える回転数	55
4	水車流量とポンプ揚水量	56
5	水車及びポンプ特性	57
6	水車無拘束速度及びポンプ締切速度	60
7	キャビテーション性能	61
8	ランナー寸法	63
第4節	ポンプタービン特性の推定法	64
第5節	ポンプタービンの実測効率	72
第6節	二速度の問題	75
第7節	結 言	77
第4章	ポンプタービンの運転	78
第1節	緒 言	78
第2節	ポンプタービンの起動法	78
第3節	大森川発電所におけるポンプ起動試験	81
第4節	起動電流	87

第5節	起動時間	92
第6節	運転時の振動	97
第7節	結 言	99
第5章	ポンプ入力遮断時の過渡現象	100
第1節	緒 言	100
第2節	計 算 法	101
第3節	ポンプ全般特性を求める近似法	104
第4節	ガイドベーンを閉鎖しない場合の計算例	117
第5節	ガイドベーンを閉鎖する場合の計算例	121
第6節	水圧変動の略算法	127
1	水圧変動の影響を無視して δ の変化を 求める場合	129
2	水圧変動の影響を考慮して δ の変化を 求める場合	132
3	ポンプ入力遮断時の水圧降下の略算式	136
4	ガイドベーンの合理的閉鎖方法	139
第7節	水槽水位変動の略算法	141
第8節	結 言	145
結 論		146
参 考 文 献		150

内 容 梗 概

我國の電源開発において最近重要視され始めた揚水発電は経済的、技術的に幾多の問題点を有している。本研究はこれら諸問題のうち比較的重要な事項を検討し、四国電力株式会社大森川揚水式発電所の実績と比較検討するものであり、次の5章よりなる。

第1章 大森川発電所の概況

第2章 揚水発電の経済性

第3章 ポンプタービンの特性

第4章 ポンプタービンの運転

第5章 ポンプ入力遮断時の過渡現象

第1章においては、本研究によって得られた結果を実績と対比するに当って各種の条件を明らかにするために、我国で始めてポンプタービンの採用に成功した大森川発電所の設備の概要と運転実績について述べる。

第2章においては、水火力を併用する電力系統における揚水発電の経済性を検討する。揚水発電の経済性を検討する場合はその機能に応じた考え方によらなければならないので、揚水発電をその機能によって分類し、揚水用電力を供給する火力発電の原価を仮定し、これを用いて水火力併用系統における揚水発電の発電原価を表わす一般式を誘導し、発電所型式別にこれを適用して、その経済的価値判断を行う方法について検討する。

第3章においては、揚水発電の経済性に大きく影響を与える発電所建設費節減を目的として最近使用の気運が高まっているポンプタービンに関し、その特性の一般的傾向を明らかにし、ポンプタービン使用の計画に際しその特性を推定する方法について検討する。

第4章においては、ポンプタービンの運転上最も重要な問題であ

るポンプ起動法について述べ、そのうち最も広く採用されている自己起動法における起動電流と起動時間とについて検討する。尚ポンプ運転上重要なもう一つの問題としてポンプ運転時の振動に関し大森川路電所の運転実績を報告する。

第5章においては、ポンプに關する異常現象のうち最も重要なポンプ入力遮断時の水路系過渡現象について、その一般的解析の手段を検討し、解析に必要なポンプ全般特性を求める近似法を誘導し、さらに過渡現象を比較的簡単に計算する方法について検討する。

序 論

揚水発電の歴史はかなり古く20世紀の始頃から主として歐洲において発達して来たものであるが、最近アメリカ大陸においても盛んに大規模なものが開発され、殊にその殆んどが一つの水力機械を水車とポンプに共用し得る新しい機種を採用して注目を引いている。

我国において揚水発電が真剣に論じられる様になったのはごく最近のことであつて、有利な水力開発地点が次第に乏しくなり、基底負荷供給源として新鋭火力発電が水力発電に取って代りつつある現状においては、尖頭負荷供給源として大規模貯水池式発電所と同時に揚水発電所の開発は極めて重要な問題であり、実際に揚水発電を併用する大規模貯水池式発電所の開発が各所で計画され実行されている。

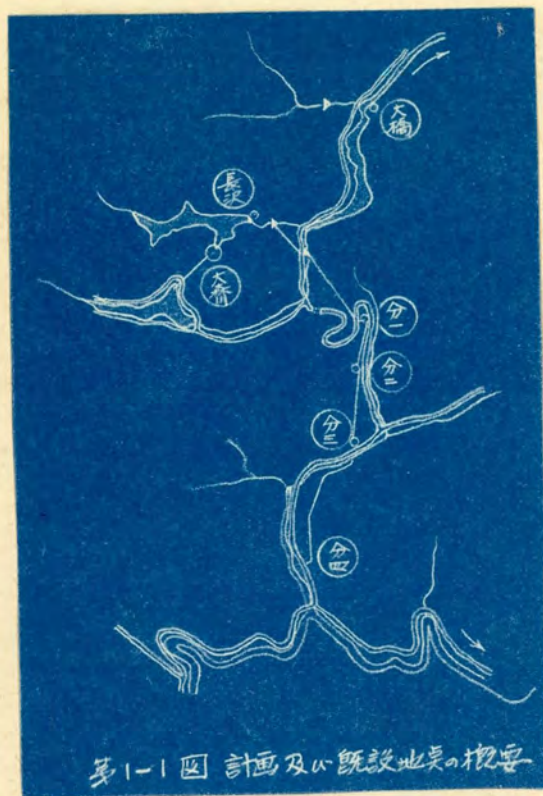
揚水発電においては普通の水力発電と比べて経済的、技術的にかなり複雑な問題がある。本研究はこれら問題のうち特に重要なもの、即ち、揚水発電の経済性、ポンプタービンの特性、ポンプタービンの運転、ポンプ入力遮断時の過渡現象について検討し、四国電力株式会社大森川揚水式発電所の実績と比較検討する。

第1章 大森川発電所の概況

第1節 緒 言

本研究は揚水発電に關する諸種の問題を、主として四国電力株式会社大森川揚水式発電所の実績、現地試験結果を対象として論じてあるので、先ず大森川発電所の概況を述べることにする。

第1.1図に示す様に四国の吉野川の上流に既設長沢貯水池があり、これより分水しこの貯水を利用して合計落差約587mのもとに合計出力56,800KWを以て運転している既設発電所が5ヶ地点ある。大森川発電所は第1.2図に示す様に吉野川の支流大森川に貯水池を設け、この貯水を長沢貯水池に落して発電すると共にさらにこの水を上記5発電所において利用し、その発電電力量を増加せしめるために建設されたものであり、同時に又、系統に水力余剰が発生している時、及び長沢貯水池において本流へ溢水している時に長沢貯水池の水を大森川貯水池に揚水し得る様揚水能力を持たせた揚水式発電所である。



量を増加せしめるために建設されたものであり、同時に又、系統に水力余剰が発生している時、及び長沢貯水池において本流へ溢水している時に長沢貯水池の水を大森川貯水池に揚水し得る様揚水能力を持たせた揚水式発電所である。



この発電所は建設費低減を目的として、中部電力株式会社井川ダムに次ぎ我国で2番目の中空重力式ダムを採用したことと我国で初めてのポンプタービンを採用したことが特色である。

昭和32年5月着工、昭和34年6月機器据付完了、各種の試験及び官庁検査の結果、同年8月満足すべき成績を以て営業運転を開始し、その後の運転経過も好調である。

第2節 設備の概要

主要設備の概要は次の通りである。

貯 水 池

有効容量

17,320,000 m³

利用水深

35 m

ダ ム

型 式

中空重力式ダム

高 さ

72 m

頂 長

190 m

導水路

型式

馬蹄型圧力隧道

亘長

2,464 m

断面積

4.64 m²

調圧水槽

型式

水室型単動型

水槽直径

4.5 m

有効落差

最高

118.0 m

最低

74.4 m

揚程

最高

127.8 m

最低

92.0 m

使用流量

最高落差において

12.0 m³/s

最低落差において

10.4 m³/s

揚水量

最低揚程において

13.0 m³/s

最高揚程において

5.3 m³/s

発電所出力

最大

11,800 KW

常時尖頭

5,100 KW

常時

0 KW

発電所入力

最大

14,700 KW

ポンプ水車

型式

立軸フランシス型

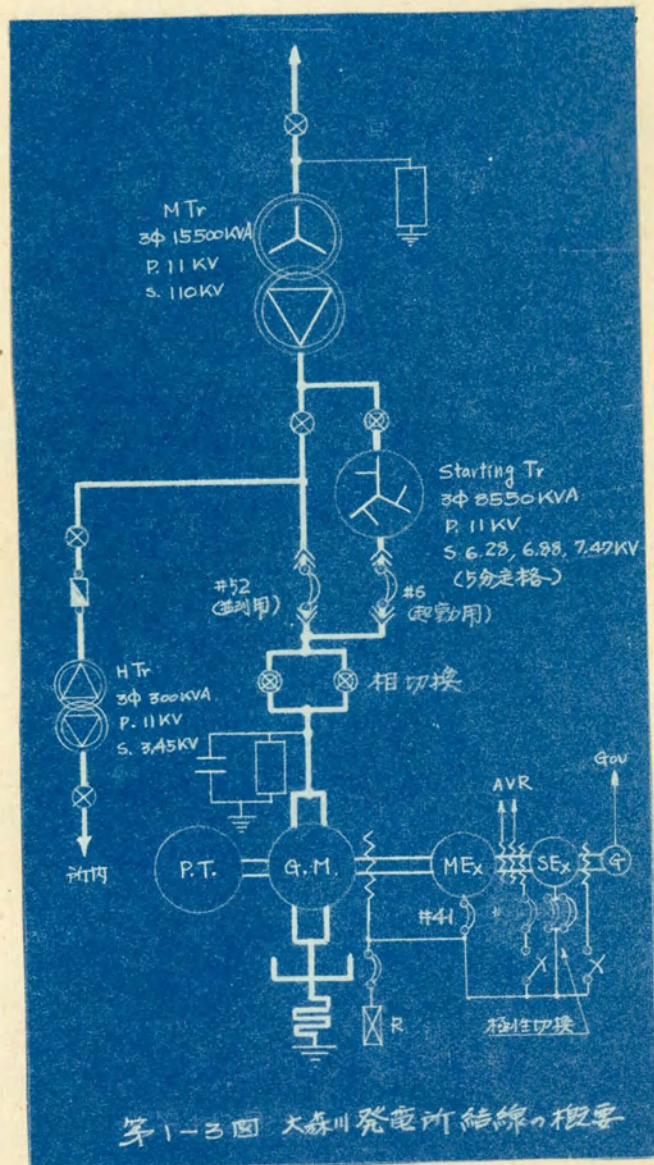
水車最大出力

12,200 KW

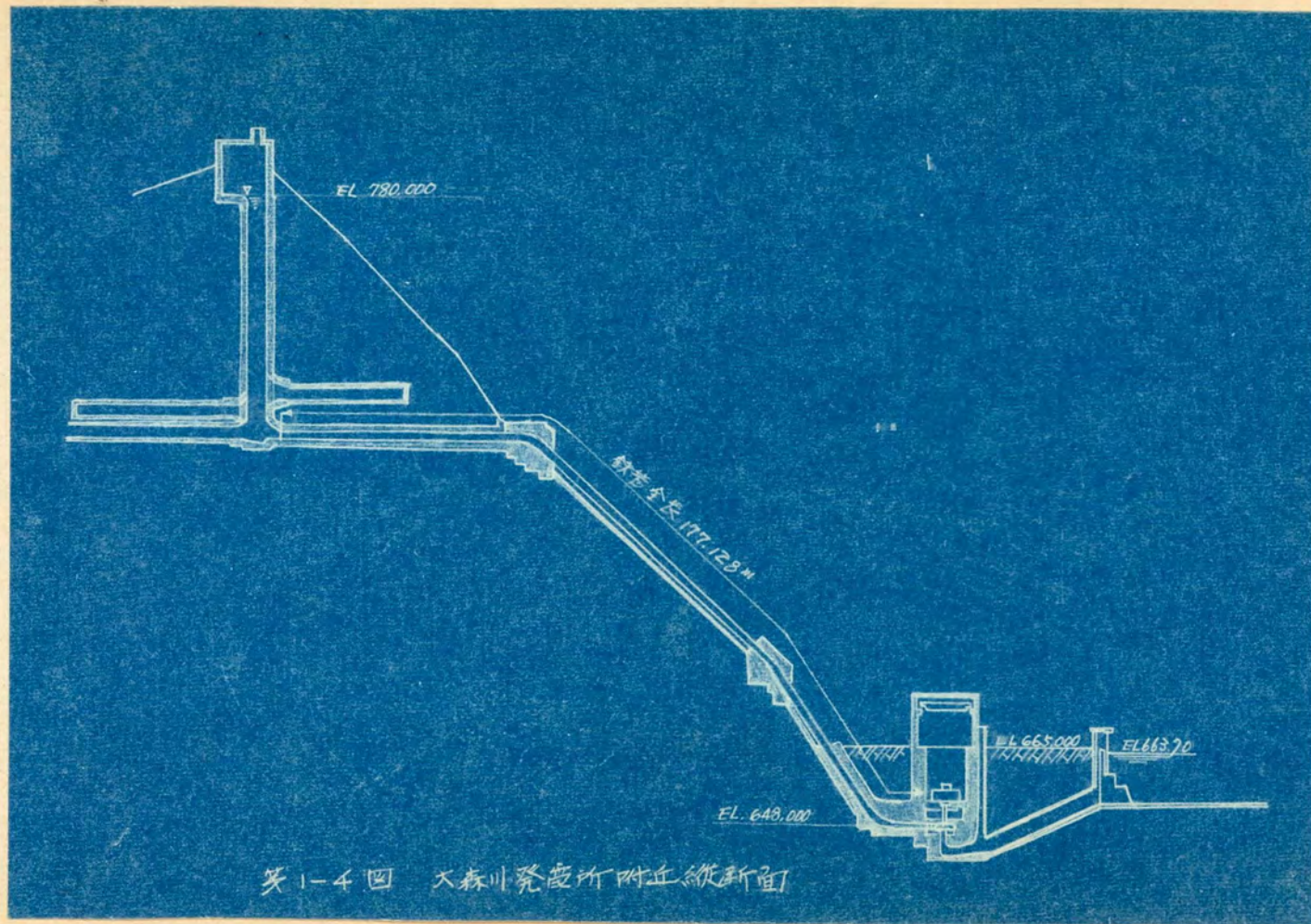
ポンプ最大軸動力		14,300 KW
回転数(水車、ポンプとも)		400 rpm
台数		1 台
発電電動機		
型式		立軸同期閉鎖風道循環型
発電機出力		14,000 KVA ($Pf = 0.9$)
電動機出力		15,000 KW ($Pf = 1.0$)
電圧(発電機、電動機とも)		11,000 V
主要変圧器		
容量		15,500 KVA
電圧	1 次	11 KV
	2 次	115 - 110 - 105 - 100 KV
結線		$\Delta - Y$
起動用変圧器		
容量		8,550 KVA
電圧	1 次	11 KV
	2 次	7.47 - 6.88 - 6.28 KV
結線		Y
定格		5 分
制御方式	電力線搬送回線による遠方監視制御方式	
主要機器製作者		

株式会社 日立製作所

なお発電所結線の概要を第 1 - 3 図に又発電所附近縦断面を第 1 - 4 図に示す。



(9)



英1-4回 大森川發電所附近縱断面

第3節 ポンプタービンの運転順序

水車の運転は一般の水力発電所と全く同様に行われ、持筆すべき現象も見られないので、ここではポンプ運転の順序について述べる。

ポンプの起動は次の順序で行われる。

- (1) 「発電—揚水」切替開閉器を揚水側に操作することによってすべての回路がポンプ運転側に切替わる。即ち第ノ—3図における発電電動機の相切替用断路器、副励磁機の極性切替開閉器、制御回路がポンプ運転側に切替わる。

主幹制御器の操作により

- (2) 油圧、冷却水、その他運転に必要な一般の条件を満たすと共に主界磁巻線を適当な抵抗で短絡する。(第ノ—3図のR)
- (3) ケーシング内に圧縮空気を送入して水面をランナー下方に押し下げ、ランナーが空転し得る状態におく。同時にガイドベーンをわずかに開く。(約5%開度で送排気の場合の空気の通路とする。)
- (4) 推力軸承面に高圧の圧油を供給し、起動時の負荷トルクを減少する。
- (5) 水面押し下げ完了、推力軸受の油圧確立を条件に第ノ—3図の#6起動用遮断器を投入し、起動用変圧器より定格の約 $\frac{1}{2}$ の電圧を主電動機に印加する。
- (6) 主電動機は誘導電動機として約 $\frac{1}{2}$ 電圧で起動し次第に速度を増す。滑りが所定の値以下になると、第ノ—3図の#6を開くと同時に#52運転用遮断器を投入して定格電圧に切替える。

(7) 同期を検出して主界磁短絡用抵抗器を開放すると同時に第ノ
ー3 図の #4ノ 主界磁開閉器を投入して同期に引き入れる。

(8) ケーシング内の空気を徐々に排気して充水する。ケーシング
水圧が急激に確立して、ポンプは締切運転状態となる。

(9) 側路弁を開いて、ケーシング水圧と鉄管水圧とを平衡せしめ
る。この時ケーシング水圧が鉄管水圧よりも側路弁内の流速に
よる水頭降下分だけ高い揚程に相当する流量が側路弁を通して
揚水される。

(10) 次いで主弁とガイドベーンとを同時に開き始める。ガイドベ
ーンはその時の上下両貯水池の水位差に対し最も適当した開度
迄開き、ガイドベーン固定装置により固定する。

主弁全開によって起動は完了し、ポンプは正常運転状態とな
る。

又 ポンプの停止は次の順序で行われる。

主幹制御器の操作により

(1) ガイドベーンを徐々に閉鎖する。

(2) ガイドベーン全閉近くで #52 #4ノ を開放して電動機入
力を遮断する。同時に主弁を閉じ始める。

(3) #52 開放により速度は減少し始め、規定速度の約30%に
なれば、ブレーキをかけ電動機を停止する。

(4) 主弁全閉し、次いで側路弁を閉じ停止を完了する。

以上の経過を第ノー5 図に示す。揚水から発電へは約8 分、発
電から揚水へは約12 分で切替えることが出来る。

- (2) 長沢貯水池水位が揚水可能の水位以上にあること。
- (3) 揚水してもその日に大森川貯水池で溢水しないこと。

計算結果によれば揚水した水はその殆んどすべてが、若し揚水しなければ長沢貯水池において本流に溢水してしまつて分水系に使用し得ない筈のものであり、揚水することにより分水系において有効に利用し得たものである。即ち約100 m前後の揚程を揚水しておいて約680 m前後の落差を利用して発電することに相当する。

このことは大森川貯水池の流域面積21.5 km^2 、有効容量17,320,000 m^3 に対し長沢貯水池の流域面積70 km^2 、有効容量29,100,000 m^3 であり、単位流域面積当り有効容量は大森川貯水池約805,000 m^3/km^2 、長沢貯水池約415,000 m^3/km^2 で大森川貯水池の方が長沢貯水池よりはるかに大きく、同程度の降雨量に対し長沢貯水池の方が大森川貯水池よりも溢水の可能性が大きいと云うことから推測されることである。

しかしながら揚水した水の全部が有効に利用出来るとは限らないで、揚水した後で異常出水などのために大森川貯水池で溢水する様なことがあれば、揚水量のうちこの溢水量相当分は揚水しないで長沢貯水池で溢水したことと同じ結果となり、揚水効果の算定には揚水量から大森川貯水池における溢水量を差引いて考えなければならない。

第1-1表に前記計算による月別の揚水量、溢水量、揚水電力量の14ヶ年平均値及び昭和34年8月運転開始より昭和35年7月末に至る1ヶ年間の揚水運転の実績を示す。

第1-1表 揚水運転の計算値と実績

月 別	計算値(147年平均)			実績(昭和34年8月-35年7月)			
	揚水量 (m^3 -day)	溢水量 (m^3 -day)	揚水電力量 (MWH)	揚水量 (m^3 -day)	溢水量 (m^3 -day)	揚水電力量 (MWH)	揚水運 転時間 (Hr)
4	14.16	0	426	0	0	0	0
5	21.00	0	641	2.74	0	84.0	6.44
6	32.82	0.21	995	35.14	0	1119.0	81.77
7	26.31	13.33	817	43.29	0	1440.0	113.00
8	9.83	20.24	302	22.43	0	778.1	57.69
9	8.97	12.00	216	9.92	0	232.0	17.63
10	1.34	5.53	42	24.11	0	801.5	64.31
11	0	0.95	0	1.00	16.18	31.4	3.00
12	0.49	0	14	0.22	0	6.4	0.82
1	6.65	0	215	0	0	0	0
2	2.65	0	87	0	0	0	0
3	3.77	0	116	0	0	0	0
年計	125.99	52.26	3871	138.85	16.18	4492.4	344.66

揚水による増加電力量は揚水量から溢水量を差引いたものの下
流分水系迄の電水比 $133.83 \text{ MWH} / m^3\text{-day}$ を適用して、

揚水による増加電力量 $= (125.99 - 52.26) \times 133.83 = 9850 \text{ MWH}$
となる。揚水電力量は 3871 MWH であるから、揚水より発電ま
での総合効率 は約 25.4% となる。

揚水設備のために要した増加工事費は約 $82,000 \text{ K}\yen$ であり、
従って揚水による増加電力の原価は年経費率を約 12% とすれば
 1.0 円/KWH となり極めて有利であることが判る。

昭和34年8月より昭和35年7月に至る1ヶ年間の実績では

前記と同様にして増加電力量約16400 MWH、揚水より発電
迄の総合効率約36.5%である。運転開始後日が浅いので実績を
議論するには不十分であるが、一応所期の目的を達成し得るもの
と考える。

尚台風予報などにより長沢貯水池において溢水のおそれありと
判断される場合は水力余剰がなくても揚水する場合があり得る。
このことは前記の単位流域面積当りの貯水池有効容量の関係から
期待出来ることであつて、第1-1表における昭和34年10月
の揚水実績は16号台風の影響によるものである。

第2章 揚水発電の経済性

第1節 緒 言

揚水発電の経済性と言うことは、揚水発電における最も重要な命題であって多くの人々によって色々な観点から論じられている。揚水発電とは電力の価値、量などを変換する機能の一つであるが、個々の場合について考えるとその機能はかなり複雑である。揚水発電所の種類型式によって、揚水に利用する電力は水力余剰、火力余剰、非尖頭電力など種々考えられ、又発生する電力も尖頭負荷供給、電力発生時期の移動など換言すれば流込式水力発電所の運転、系統水火力の運用、貯水池運用などの改善を目的とするものがある。

本文においてはこれらの複雑な問題の中に横たわる普遍性を揚水発電の原価の面から検討する。

揚水発電の機能は個々の場合で異りかなり複雑である。経済性の検討に先立って、考え方の方向を整理するために揚水発電をその機能によって分類することとする。

第2節 揚水発電の機能上の分類

揚水発電所の機能を決定するものに発電水量と揚水量との関係、発電時の落差と揚水時の揚程との関係、発電時の水の経路と揚水時の水の経路との関係が考えられる。これら諸要素の組合せにより、揚水発電の機能を次の様に分類することが出来る。

1 単純揚水式

$$\begin{aligned}\text{発電水量} &= \text{揚水量} \\ \text{発電時落差} &= \text{揚水時揚程}\end{aligned}$$

の場合、即ち揚水した水だけを使用して発電する方式であり、上部貯水池には流込水量が全くない場合である。又発電時と揚水時の水の経路は同一である。

この場合発電電力量は揚水電力量よりかなり少い。発電電力量の揚水電力量に対する比率が揚水発電の効率であって後述する様に約60〜70%である。従って価値の低い非尖頭時或は豊水期の豊富な電力を利用して揚水し、電力価値の高い尖頭時或は渇水期に発電するもので、系統の電力発生時期の移動、或は河川総合流況の改善を目的とするものである。

この方式は上述の様に、上部に流込水量の全くない貯水池を設けるものであって、その池の大きさにより次の様に大別出来る。

(1) 貯水池式

上部に大容量の貯水池を設け豊水期の豊富な水力を利用してこれに揚水しておいて、渇水期にこれを使用して発電するものである。従って調整は季節的であり揚水に利用する電力は主として水力余剰である。

(2) 調整池式

上部に容量のあまり大きくない調整池を設け非尖頭時の電力を利用してこれに揚水しておいて、尖頭時にこれを使用して発電するものである。従って揚水に利用する電力は深夜などの非尖頭時の電力、水力余剰、乃至は新鋭火力の出力調整に対する制限に起因する火力余剰などであり、尖頭負荷供給源とすることを目的とする。調整は日調整乃至は週調整を行うものであり、我国の東北電力株式会社沼沢沼発電所の現在の運転状況は貯水池式よりむしろ調整池式に近い例と考えられる。

単純揚水式は上部に流入水量を必要としない貯水池を設けることが出来れば、放水池（吸水池）に相当するものは水の豊富な河川、海、天然又は人造湖など要するに揚水に必要な水量さえあれば何処にでも建設出来る。従って地点選定の自由度が大きく、建設単価は普通の発電所に比べてかなり切下げることが出来る。

2 複合揚水式

揚水発電の機能に影響する前記諸要素の何れか又は全部が同一でない場合であって、その組合せにより次の様に大別出来る。

(1) 発電時落差 > 揚水時揚程、発電水量 = 揚水水量の場合

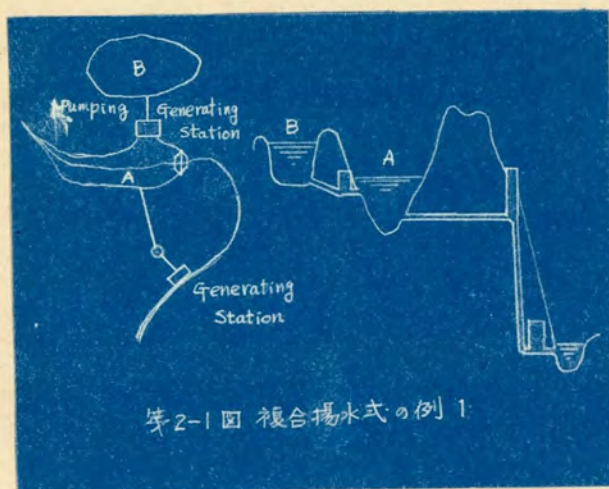
揚水のための上部貯水池に流入水量がなく、且つ揚水した水を揚程以上の落差を利用して発電するものである。

第2-1図に示す様にA調整池で溢水している時これを流入水量のないB池に揚水しておいてA調整池非溢水時にこの水を使用する場合などがこれで、A調整池の等価容量を増大したことに相当する。

揚水に利用する電力は非尖頭時の電力とは限らず相当価値

の高い電力を利用してもしぎ合う場合が多い。

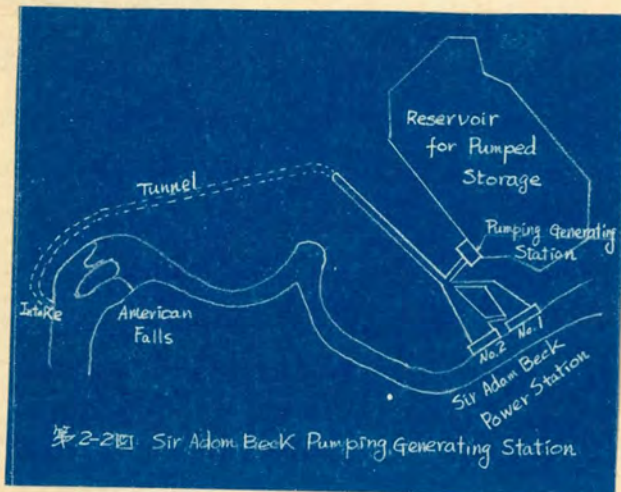
これとよく似ているが特異な例としてNiagara FallにおけるSir Adam Beck



発電所がある。第2-2図がこれで、昼間は観光上の要求から発電に供用する水量を制限されるが、夜間は昼間よりも多く取水出来るのでこれを附近の人造湖に揚水しておいて、昼間にこの水を使用して発電水量を増加しようとするものである。

(2) 発電時落差 = 揚水時揚程、発電水量 > 揚水水量の場合

普通の貯水池式発電所に附加設備として揚水能力を持たせておき系統に



余剰を生じた時これを利用して揚水し発電水量を河川自然水量よりも増加する場合などがこれに相当する。

この場合揚

水による増加

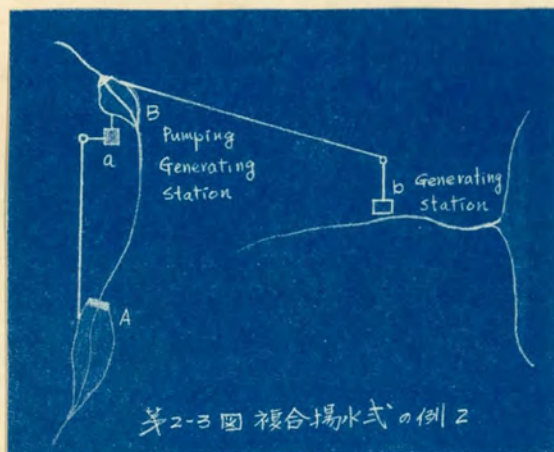
電力量は単純揚水式の場合と同様に揚水電力量の約60~70%であり、揚水に利用する電力は系統に生じた余剰電力であることが必要である。

この方式は揚水設備を附加設備として設け得るので揚水のために増加する発電量に比べて揚水のために増加する工事費が少なくてすむ可能性が多い。

(3) 発電時落差 > 揚水時揚程 発電水量 > 揚水水量の場合

第2-3図に示す様にA貯水池の下流にB調整池があり、これから分水してb発電所で高落差を利用する様な場合、B

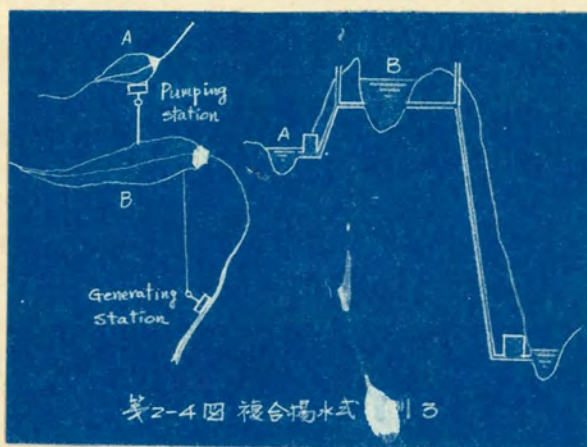
調整池溢水時にa発電所においてこの溢水分をA貯水池に揚水しておいて B調整池非溢水時にこの水を使用することにより、B調整池の等価容量を増大すると共に、系統に余剰電力がある時これを利用して揚水しa発電所の発電水量を河川水量よりも増加するものである。



力がある時これを利用して揚水しa発電所の発電水量を河川水量よりも増加するものである。大森川発電所はこの方式の一例と考えられる。

B調整池溢水時の揚水量はb発電所においても使用出来るので揚程よりも高い落差を利用することとなり揚水用電力は水力による場合もあり得るが、B調整池非溢水時の揚水量はb発電所の発電水量を増加することにはならないので揚水用電力は余剰電力でなければならない。

又第2-4図の様にA貯水池の水をその川の勾配を利用して発電するよりもB貯水池に揚水して利用する方がはるかに高い落差を利用出来る場合もこの方式の一例であり、この場



て発電するよりもB貯水池に揚水して利用する方がはるかに高い落差を利用出来る場合もこの方式の一例であり、この場

合は揚水時と発電時との水の経路は全く異なる。

以上揚水発電所をその機能によって分類して見たが実際には各種の組合せにより、もっと複雑な場合もある。しかしその目的、機能の主力は上記分類の何れかに属するものであり、夫々揚水電力と発電力の価値は上記の様に考え得るものである。

第3節 揚水発電の一般的価値判断

揚水発電の経済的価値判断を行うことは極めて複雑な問題である。正確には或る系統負荷に対して揚水発電を入れた場合と、この部分を火力によって供給した場合との年間総発電費を比較して価値判断を行うべきであるが、これは系統の個々の状況によって異なり夫々詳細な計算を行わなければならない。

一般には

W_T	： ー	揚水分による年間発電電力量	KWH
K_T	： ー	全上の電力価値	¥/KWH
W_P	： ー	年間揚水電力量	KWH
K_P	： ー	全上の電力価値	¥/KWH
C_R	： ー	揚水発電設備に対する年間経費	¥

とすれば

$$W_T K_T - W_P K_P > C_R \quad (2-1)$$

が揚水発電の経済的條件と考えられる。しかしながら K_T 、 K_P は個々の場合について異なる。そこで取扱を簡単にするために先ず次の様に仮定する。

(1) 揚水用電力としては系統の余剰電力を使用するか、又は火力によって供給するものとし、後者の場合その原価は火力の燃料費のみとし固定費は含まない。

(2) 揚水用電力を供給することにより火力の運転を合理化し得るが、これを設備利用率の向上による熱消費率及び所内電力消費率の改善に換算する。

余剰電力としては主として水力余剰であるが、新鋭火力の出力調整能力の制限に起因する火力余剰であっても、これを消費しない場合は結局流込式水力の溢水となるものと考えその価値は極めて低いものと見做す。

又火力の運転には起動及び停止に伴う燃料の損失、待機損失(埋火損失)などを伴うものであるが、揚水用電力を供給する場合はこの一部を救済することが出来る。この救済の程度を具体的に知るには個々の場合について詳細に計算しなければならないが、大略の程度と傾向とを見るために上の様に仮定する。

上記の仮定に基いて揚水用電力原価を考慮した発電原価を求め、これが揚水発電所の分担する負荷の電力価値に見合うものであるかどうかによって揚水発電所の経済的価値判断を行うことが出来る。

前述した通り実際には個々の場合について具体的に計算すべきことは勿論であるがその計算はかなり複雑であり且つ詳細に行わなければならない。揚水発電と火力の組合せにも色々の場合が考えられるが、その各々について詳細計算を行うことは容易でない。上記の仮定は取扱を簡単にして大略の程度と傾向とを知るために設けたものであり、以下述べる計算法によって各種の計画の中から採算に乗り得る可能性のあるものを選び出すことは比較的簡単である。

第4節 火力発電の原価

前述の考え方による揚水発電の原価の基礎をなすものは火力発

電の原価であり、先ずこれを求めることとする。

経費は固定費と可変費に分け可変費は燃料費のみとする。又電力量は所内消費分を差しいた発電所出口の負荷に対するものとする。

1. 原価の構成

P_s	： 火力発電所の出力	KW
A_s	： 火力発電所の建設単価	¥/KW
a_s	： 火力発電所の年経費率	%
α_s	： 火力発電所の設備利用率	%
f	： 火力発電所の所内電力消費率	%
j	： 熱消費率	Kcal/KWH
B	： 燃料単価	¥/Kcal

とすると

$$\text{年間発電電力量} \quad W_s = 8760 \alpha_s P_s / 100 \quad \text{KWH}$$

$$\text{年間固定費} \quad C_{s1} = a_s A_s P_s / 100 \quad \text{¥}$$

$$\text{年間燃料費} \quad C_{s2} = 100 j B W_s / (100 - f) \quad \text{¥}$$

$$\text{年間経費} \quad C_s = C_{s1} + C_{s2} \quad \text{¥}$$

従って火力発電の原価を K_s とすれば

$$K_s = \frac{C_s}{W_s} = \frac{a_s A_s}{8760 \alpha_s} + \frac{100 j B}{100 - f} \quad \text{¥/KWH} \quad (2-2)$$

となる。

2. 熱消費率及び所内電力消費率

火力発電所の熱消費量は、連続運転の場合は運転出力に關して、又最大出力運転の場合は運転時間に關して近似的に / 次式で表わされると考えられる。⁽¹⁾ 従って年間熱消費量を Q (Kcal) とし、これを設備利用率 α_s に關し近似的に / 次式で表わし得るものとすれば

$$j = \frac{100 Q}{\alpha_s W} = a + \frac{b}{\alpha_s} \quad (2-3)$$

但し上式において、 W は最大出力で連続運転した場合の年間発電電力量 (KWH) であり、 a 、 b は熱効率により定まる定数とする。

熱効率を η_s とすれば、 $\eta_s = 86000/j$ (%) なる故 α_s の任意の2点 (例えば $\alpha_s = 100, 50\%$) における熱効率を知れば (2-3) 式における定数 a 、 b を求めることが出来る。

又所内電力消費量と設備利用率に関して近似的に1次式で表わし得ると考えられるので、上記と同様にして所内電力消費率と

$$f = a' + \frac{b'}{\alpha_s} \quad (2-4)$$

定数 a' 、 b' は上記と同様にして求めることが出来る。

3 原価の計算例

揚水発電の原価算出の場合の数値的取扱に際して使用する火力発電の原価を次の仮定により数値的に求めておいて、これを今後の数値計算例において使用することとする。

揚水発電と組合わすべき火力は大低の場合比較的新しい火力と考えられるので諸元を次の様に定める。

固定費率：一耐用年数を20年とし償却 4.5%、金利 7.5%

その他 3% とし $a_s = 1.5\%$

建設単価：一 $A_s = 70,000$ ¥/KW

とすれば (2-2) 式における固定費

$$\frac{a_s A_s}{8760 \alpha_s} = \frac{120}{\alpha_s} \quad \text{¥/KWH}$$

又 $\alpha_s = 100\%$ において $\gamma_s = 35.5\%$ 即 $j = 2420$, $f = 5\%$

$\alpha_s = 50\%$ において $\gamma_s = 33.0\%$ 即 $j = 2600$, $f = 7\%$

とすれば (2-3) (2-4) 式の定数は

$$a = 2240, \quad b = 18000 \quad a' = 3, \quad b' = 200$$

となる。従って (2-3), (2-4) 式は

$$j = 2240 + \frac{18000}{\alpha_s} \quad (2-3')$$

$$f = 3 + \frac{200}{\alpha_s} \quad (2-4')$$

燃料を約 5500 Kcal/kg , 約 5000 円/キ として

$$B = 0.9 \times 10^{-3} \text{ 円/Kcal}$$

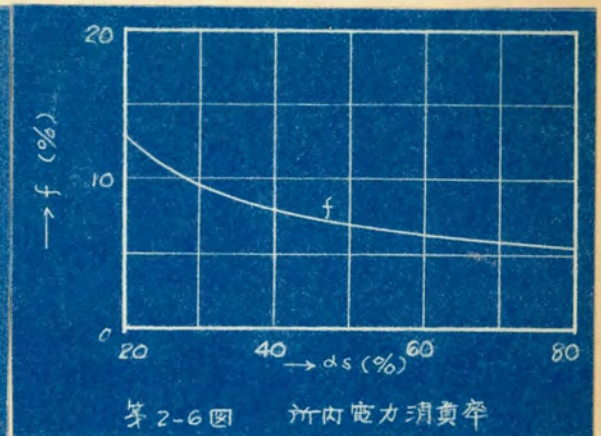
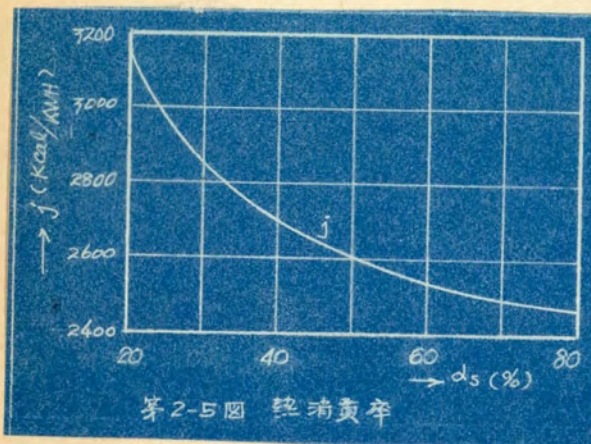
とすれば (2-2) 式における燃料費は

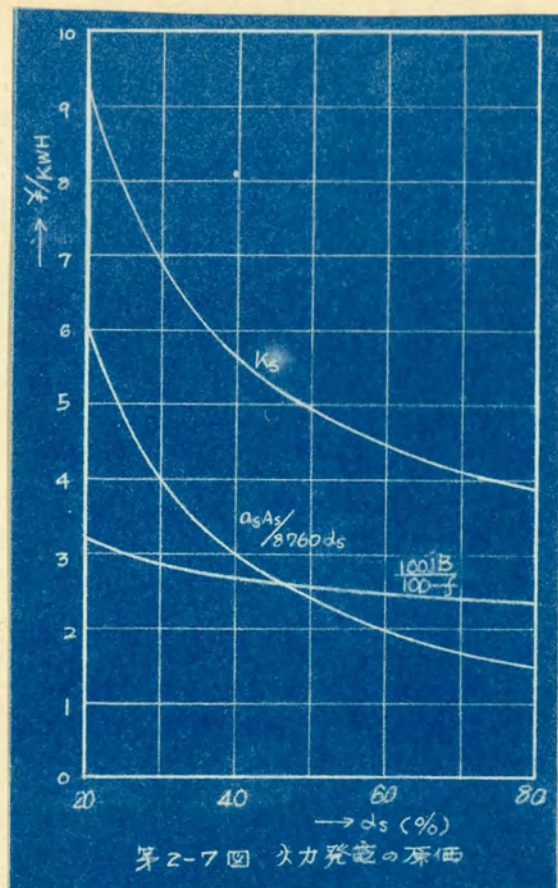
$$\frac{100jB}{100-f} = 9 \times \frac{22.4\alpha_s + 180}{97\alpha_s - 200} \text{ 円/KWH} \quad (2-5)$$

従って火力発電の原価は (2-2) 式より

$$K_s = \frac{120}{\alpha_s} + 9 \times \frac{22.4\alpha_s + 180}{97\alpha_s - 200} \text{ 円/KWH} \quad (2-2')$$

となる。(2-3'), (2-4'), (2-2') 式の関係を夫々第 2-5, 2-6, 2-7 図に示す。





以下揚水発電の原価の数値計算例における火力発電の原価又は燃料費は(2-2')式又は(2-5)式によることとする。

第5節 揚水発電原価の一般的表現

揚水発電の原価を構成する経費として次の3要素を考える。

固定費：一揚水発電に必要なとする設備投資に対して考える。

可変費：一揚水に利用する電力費であって本章第2節の仮定により水力余剰を利用しない部分については、これを供給する火力の燃料費とする。

火力運転の合理化分：一本章第2節の仮定により火力の設備利用

率及び所内電力消費率の改善であつて、火力の燃料費
節減額とする。

1. 発電電力量

P_h : — 揚水発電所の出力 KW

H_p : — 揚水発電所単独の有効落差 m

H_T : — 揚水発電所及び揚水した水を供用して
発電する下流発電所の有効落差合計 m

α_h : — 揚水発電所の流込水量分に対する設備利用率 (%)

β : — 揚水発電所の揚水水量分に対する設備利用率 (%)

とすれば発電時の出力合計は水路系、機械系の合成効率を各発電所で同一と仮定すれば $(H_T/H_p) P_h$ となる。

従つて年間発電電力量 W_h は

$$W_h = 8760 \frac{\alpha_h + \beta}{100} \frac{H_T}{H_p} P_h \text{ KWH} \quad (2-6)$$

となる。

2. 固定費

A_h : — 揚水発電所の建設単価 ¥/KW

a_h : — 揚水発電所の固定費率 (%)

とすれば年間固定費 C_{h1} は

$$C_{h1} = a_h A_h P_h / 100 \quad \text{¥} \quad (2-7)$$

3. 可変費

η_h : — 揚水発電所単独で考えた揚水から発電迄
の総合効率 (%)

l : — 揚水発電所と揚水用電力を供給する発電
所群との間の平均送電損失率 (%)

ξ : - 揚水用電力中火力利用分の比率(%) 従って
又水力余剰利用分の比率は $(100 - \xi)$ (%)

γ : - 揚水用電力を供給した場合の火力発電の
設備利用率 (%)

j_r : - 設備利用率 γ における火力の熱消費率 (Kcal / kWh)

f_r : - 設備利用率 γ における火力の所内電力消費率 (%)

とすれば揚水に利用する火力の電力量は

$$\frac{8760 \xi \beta P_h}{\gamma_r (100 - \xi)} \text{ KWH}$$

となる。従って揚水に必要な燃料費 C_{h2} は

$$C_{h2} = \frac{8760 \xi \beta P_h}{\gamma_r (100 - \xi)} \cdot \frac{100 j_r B}{100 - f_r} \quad \text{¥} \quad (2-8)$$

となる。

火力の設備利用率は揚水用電力を供給しない場合 α_s であつたものが揚水用電力を供給することにより γ に改善されたことになるので

μ : - 揚水発電所と揚水用電力を供給する火力発電所との出力比、即ち (P_h / P_s)

とすれば

$$\gamma = \alpha_s + \frac{100 \xi \beta \mu}{\gamma_r (100 - \xi)} \quad (2-9)$$

又揚水用電力中水力余剰利用分についてはその電力価値は極めて低く、場合によっては 0 と考え得る場合もあるが、

ϵ : - 水力余剰の電力単価 ¥ / kWh

とすれば、揚水用電力中水力余剰利用分の電力費 C_{h3} は

$$C_{h3} = \frac{8760 (100 - \xi) \beta P_h}{\gamma_r (100 - \xi)} \cdot \epsilon \quad \text{¥} \quad (2-10)$$

となる。上記各式における γ_r は

η_T : - 発電の場合の機械系効率 (%)

η'_T : - 発電の場合の水路系効率 (%)

η_P : - 揚水の場合の機械系効率 (%)

η'_P : - 揚水の場合の水路系効率 (%)

とすれば

$$\eta_R = \eta_T \cdot \eta'_T \cdot \eta_P \cdot \eta'_P \times 10^{-6} \quad (\%) \quad (2-11)$$

で表わされる。

4. 火力の燃料費節減効果

火力の利用率が α_S から揚水電力供給によって γ に向上したため第2-5、2-6図の様に熱消費率 j 及び所内電力消費率 f が改善され、従って火力の燃料費は節減される。

j_{α_S} : - 設備利用率 α_S における火力の熱消費率

f_{α_S} : - 設備利用率 α_S における火力の所内電力消費率

とすれば、上記の燃料費節減単価 r_2 は

$$r_2 = \frac{100 j_{\alpha_S} B}{100 - f_{\alpha_S}} - \frac{100 j_{\gamma} B}{100 - f_{\gamma}} \quad \text{¥/kWh} \quad (2-12)$$

となり火力の燃料費節減額 C_{R4} は

$$C_{R4} = 8760 \cdot r_2 \cdot \alpha_S \cdot P_S / 100 \quad \text{¥} \quad (2-13)$$

となる。第2-7図の数値を用いて(2-12)式より r_2 の値を求めると第2-8図のようになる。

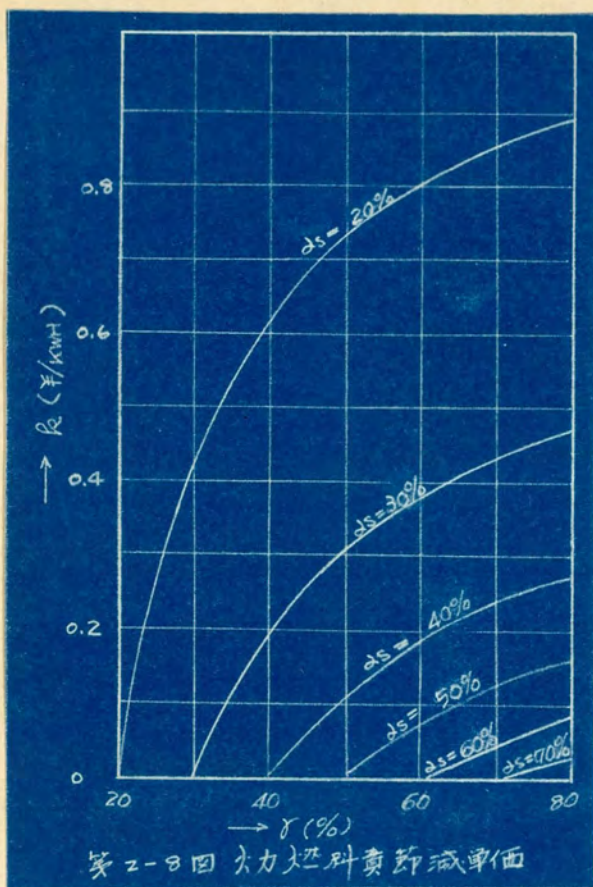


図 2-8 回水燃料費削減率面

5 揚水発電原価の一般式

揚水発電原価 K_h は (2-6)、(2-7)、(2-8)、(2-10) (2-13) 式より

$$\begin{aligned}
 K_h &= \frac{C_{h1} + C_{h2} + C_{h3} - C_{h4}}{W_h} \\
 &= \frac{H_p}{H_T} \cdot \frac{100}{(\alpha_h + \beta)} \cdot \left[\frac{\alpha_h A_h}{876000} + \frac{\xi \beta}{\zeta_h (100 - \ell)} \cdot \frac{100 j_p B}{100 - f_p} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{(100 - \xi) \beta}{\zeta_h (100 - \ell)} \cdot \varepsilon - \frac{\alpha_s}{100 \mu} \cdot h \right] \quad \text{¥/kWh}
 \end{aligned}$$

となる。この式に (2-12) 式を代入し、(2-9)式を用いて書き直すと、

$$K_h = \frac{H_P}{H_T} \cdot \frac{100}{(\alpha_h + \beta)} \cdot \left[\frac{a_h A_h}{876000} + \frac{(100 - \xi) \beta}{\xi_h (100 - l)} \cdot \xi \right. \\ \left. + \frac{1}{\mu} \left\{ \gamma \frac{j_r B}{100 - f_r} - \alpha_s \frac{j_{\alpha s} B}{100 - f_{\alpha s}} \right\} \right] \text{ ¥/kWh} \quad (2-14)$$

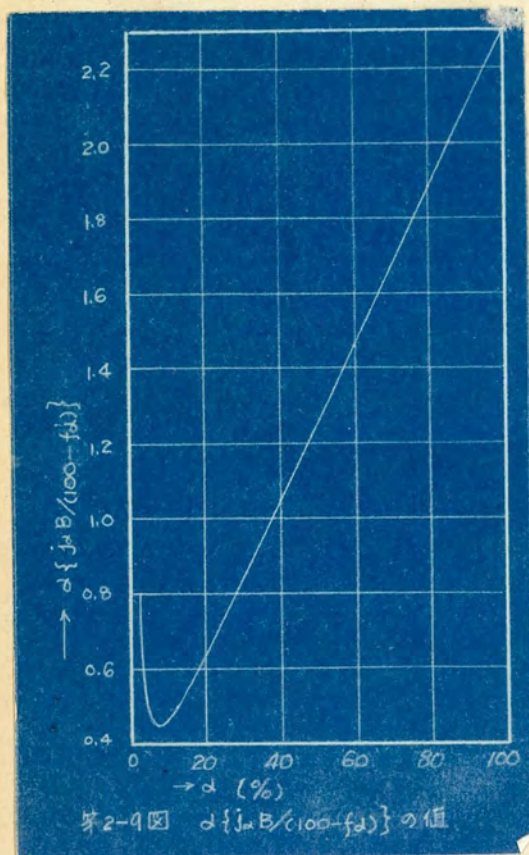
となる。然るに火力の或る利用率 α における熱消費率を j_α 、
所内電力消費率を f_α とし

$$\alpha \frac{j_\alpha B}{100 - f_\alpha}$$

の値を第2-7図の数値を用いて計算すると第2-9図に示す様に、 α が30%程度以上では殆んど α に関して直線と見做し得る。従つて α が約30%以上においては

$$\alpha \frac{j_\alpha B}{100 - f_\alpha} \cong \theta \frac{\alpha}{100} + C \quad (2-15)$$

と置くことが出来る。但し θ 、 C は上記直線部分を定める定数である。従つて又この範囲では(2-15)、(2-9)



式より

$$\gamma \cdot \frac{j_r B}{100 - f_r} - \alpha_s \frac{j_{\alpha s} B}{100 - f_{\alpha s}} \cong \theta \cdot \frac{\gamma - \alpha_s}{100} = \frac{\xi \beta \mu}{\xi_h (100 - l)} \cdot \theta \quad (2-16)$$

と置くことが出来る。従つてこの範囲では(2-14)式は

$$K_R = \frac{H_P}{H_T} \cdot \frac{100}{(\alpha_R + \beta)} \cdot \left(\frac{\alpha_R A_R}{876000} + \frac{(100 - \xi)\beta}{\xi_R(100 - \ell)} \cdot \xi + \frac{\xi\beta}{\xi_R(100 - \ell)} \cdot \theta \right)$$

$$= \frac{H_P}{H_T} \cdot \frac{100}{(\alpha_R + \beta)} \left(\frac{\alpha_R A_R}{876000} + \frac{\beta}{\xi_R(100 - \ell)} \{ (100 - \xi)\xi + \xi\theta \} \right)$$

¥ / KWH (2-17)

となる。即ち揚水発電原価は一般に(2-14)式によつて表わされるが、揚水用電力を供給する火力の設備利用率は大低の場合約30%程度以上と考えられ、この範囲では揚水発電の原価は(2-17)式で表わし得ることとなる。

(2-17)式より揚水発電原価に含まれる揚水用電力費は水力余剰利用分についてはその電力単価を ξ とし、火力利用分についてはその電力単位を θ と見做し得ることが判る。

θ は火力の燃料費節減効果を考慮に入れた揚水電力用燃料費単価であつて、第2-9図における直線部分の勾配であり、その時の火力の設備利用率に關係なくば一定と考え得る。

第2-9図の数値を用いて θ を求めると

$$\theta \cong 2.07 \quad \text{¥ / KWH}$$

となる。火力の燃料費節減効果を考慮しない場合は揚水電力用燃料費単価は $100 J_{\alpha_S} B / (100 - J_{\alpha_S})$ であつて第2-7図の数値を用いるとこれは

$$\alpha_S = 50\% \text{において} \quad \text{約} 2.52 \quad \text{¥ / KWH}$$

$$\alpha_S = 70\% \text{において} \quad \text{約} 2.39 \quad \text{¥ / KWH}$$

$$\alpha_S = 100\% \text{において} \quad \text{約} 2.29 \quad \text{¥ / KWH}$$

程度であるが、燃料費節減効果を考慮すると、これらを何れも2.07 ¥ / KWH 程度と考え得ることとなり、利用率100%の時の火力の燃料費よりも低い一定値と見做すことが出来る。

上記各式における流入水量分による利用率 α_k と揚水水量分による利用率 β との間には、揚水の等価利用率を $100\beta/\gamma_k$ として、

$$\alpha_k + \beta \left(1 + \frac{100}{\gamma_k}\right) \leq 100 \quad (2-18)$$

の関係がある。

第6節 各種方式における価値判断

前節において揚水発電原価の一般式を導いた。これによって第2節で分類した各種方式の揚水発電の場合を検討する。

数値計算を行う場合は火力発電の原価については第4節・3.における数値を用い、又(2-17)式における各定数を次の様に仮定する。

揚水発電所の固定費率：— 耐用年数45年として償却2%。

金利2.5%、その他2.5%として $a_k = 12\%$ とする。

揚水発電所の総合効率：— (2-11)式において

$$\gamma_T = 84 \sim 87\% \quad \gamma_P = 82 \sim 85\% \quad \beta'_T = \beta'_P = 93 \sim 98\%$$

として $\gamma_k = 59.5 \sim 71\%$ となるが数値計算においては

これを $\gamma_k = 66.5\%$ とする。

送電損失：— $l = 3\%$ とする。

揚水電力用火力燃料費：— 前節における数値例を用いること

とし $\theta = 2.07$ 円/kWh とする。

1. 単純揚水式、貯水池式

単純揚水式の場合は $H_T = H_P$ 、 $\alpha_k = 0$ （流入分がない）であり、さらに貯水式の場合は豊水期の水力余剰を利用して揚水するものと考えると揚水用電力中火力利用分の比率 $\xi = 0$ と置ける。従って(2-17)式より揚水発電原価 K_k は

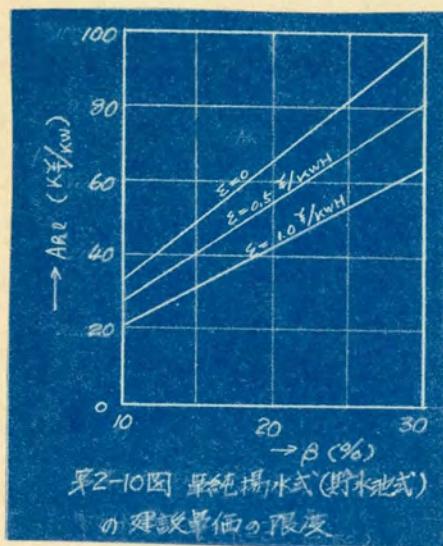
$$K_R = \frac{a_R A_R}{8760 \beta} + \frac{\varepsilon \times 10^4}{\zeta_R (100 - \varepsilon)} \quad \text{¥/KWH} \quad (2-19)$$

となる。 ε は水力余剰の原価で極めて安い。即ち原価の大部分は固定費である。

此の場合の発電力は渇水期の補給電力の役割をなすものと考えられる。発電原価の限度を利用率約60%の火力発電原価程度と考え、これを第4節の数値より4.5 ¥/KWHとし、且つ上記の数値を用いると(2-19)式より建設単価 A_R の限度 A_{Re} は

$$A_{Re} = 750 \beta (4.5 - 1.55 \varepsilon) \quad \text{¥/KW} \quad (2-20)$$

となる。水力余剰の電力単価 $\varepsilon = 0, 0.5, 1.0$ ¥/KWHの場合についてこれを図示すると第2-10図のようになる。



貯水池には流入水量を必要としないので建設単価はかなり切下げられるが、それにしても利用率がかなりよくないと経済的には成り立たない。(2-18)式において $\alpha_R = 0$ とおくと

$$\beta \left(1 + \frac{100}{\zeta_R}\right) \leq 100$$

となり ζ_R に前述の数値を用いると利用率の限度は約40%程度となる。利用率

$\beta = 30\%$ (発電、揚水の合計年間運転時間約9ヶ月)、水力余剰の電力単価 $\varepsilon = 0$ としても尚許容建設単価は第2-10図より約100,000 ¥/KW程度となる。

2. 単純揚水式、調整池式

$H_T = H_P$ 、 $\alpha_R = 0$ であるが揚水用電力として水力余剰のみでなく、火力をも利用するものと考えるとき $\xi \neq 0$ であり、(2-17) 式より揚水発電原価 K_R は、

$$K_R = \frac{a_R A_R}{8760 \beta} + \frac{100}{\xi (100 - \xi)} \{ (100 - \xi) \varepsilon + \xi \theta \} \text{ ¥/KWH} \quad (2-21)$$

となる。

基底負荷供給源として新鋭火力が増加しつつある現在、尖頭負荷供給源として、この方式の揚水発電は今後最も重要視すべきものの一つである。

この場合の発電力は尖頭負荷を受持つものとし、その価値判断に際して単純に考えれば同一利用率の火力発電と対比せしめることが出来る。この場合は

K_{Sp} : 利用率 β の火力発電の原価 ¥/KWH

とすれば、揚水発電の原価を同一利用率の火力発電の原価以下とすべき建設単価の限度 A_{Rl} は (2-21) 式より

$$A_{Rl} = \frac{8760}{a_R} \cdot \beta \cdot \left\{ K_{Sp} - \frac{100}{\xi (100 - \xi)} \{ (100 - \xi) \varepsilon + \xi \theta \} \right\} \text{ ¥/KW} \quad (2-22)$$

となる。前述の数値を用い、且つ水力余剰の電力単価を $\varepsilon = 1.0 \text{ ¥/KWH}$ とすると (2-22) 式は

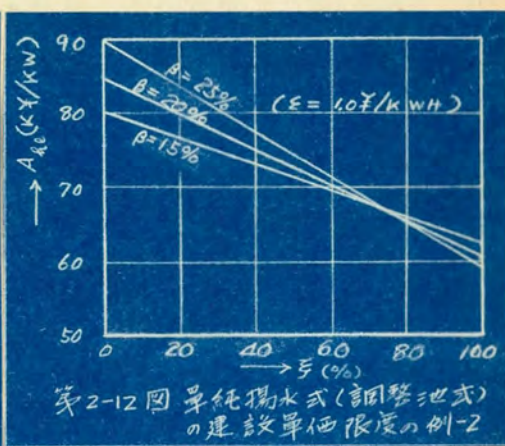
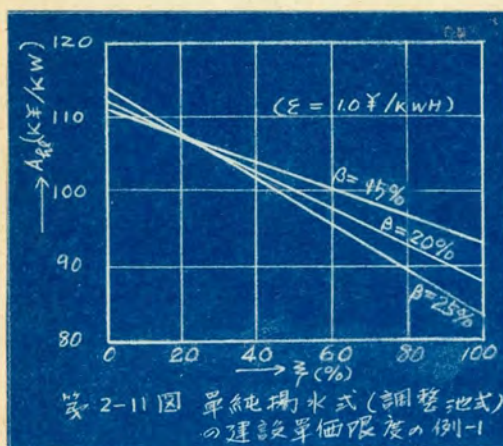
$$A_{Rl} = 730 \beta \{ K_{Sp} - 1.55 (1 + 0.07 \xi) \} \text{ ¥/KW} \quad (2-22')$$

となる。火力発電原価として第4節3. の数値を用い、利用率 β の種々の値についてこれを図示すると第2-11図のようになる。例えば水力余剰を全く活用しない場合 ($\xi = 100\%$) の建設単価の限度は利用率 $\beta = 20\%$ の場合で約 88000 ¥/KW である。

上に述べた事は或る利用率の尖頭負荷供給用発電所として新

し、火力発電所を建設する場合と、揚水発電所を建設する場合とを比較したものであるが、実際には尖頭負荷供給用として火力を充当する場合には、新しく建設する効率の高い火力発電所には基座負荷を分担せしめ、効率の低い既設旧火力に尖頭負荷を分担せしめるべきである。この場合尖頭負荷を分担する旧火力の発電原価は自身の固定費、燃料費から、基座負荷分担の発電所を旧火力から新火力に置きかえたため生ずる燃料費の節減額を差し引いて考えねばならない。

今簡単な場合の一例として利用率 α を以て基座負荷の一部を分担していた既設旧火力を利用率 β を以て運転すべき尖頭負荷分担用にまわし、その代替として新鋭火力を建設しこれに基低



負荷を分担せしめ利用率 α を以て運転する場合を考える。

j_β, f_β : — 利用率 β における旧火力の熱消費率及び所内電力消費率。

j_α, f_α : — 利用率 α における旧火力の熱消費率及び所内電力消費率。

j'_α, f'_α : — 利用率 α における新火力の熱消費率及び所内電力消費率。

とし、その他は第4節の記号を用いると、この尖頭負荷供給用火力の発電原価 K_{sp} は前と同様にして

$$K_{sp} = \frac{a_s A_s}{8760 \beta} + \frac{100 j_p B}{100 - f_p} - \frac{\alpha}{\beta} \left\{ \frac{100 j_\alpha B}{100 - f_\alpha} - \frac{100 j'_\alpha B}{100 - f'_\alpha} \right\} \text{ ¥/kWh (2-23)}$$

となる。旧火力の最高効率を24%、新火力の最高効率を38%、 $\alpha = 50\%$ 、と仮定しその他の数値は第4節、3の数値を用いると

$$\beta = 15\% \text{ の時} \quad K_{sp} = 8.88 \text{ ¥/kWh}$$

$$\beta = 20\% \text{ の時} \quad K_{sp} = 7.36 \text{ ¥/kWh}$$

$$\beta = 25\% \text{ の時} \quad K_{sp} = 6.48 \text{ ¥/kWh}$$

となる。この K_{sp} の値を (2-22') 式に適用して、この火力に対抗出来る揚水発電所建設単価の限度 A_{RL} を求めると第2-12図のようになる。即ち第2-11図の場合よりも建設単価を安くしないと経済的に引き合わない。例えば水力余剰を全く使用しない場合 ($\xi = 100\%$) の建設単価の限度は利用率 $\beta = 20\%$ の場合で約 60,000 ¥/kW となる。

この方式における調整池は流入水量を必要とせず、且つ容量も一日分の尖頭負荷供給用水量を貯水し得る程度のものですむから、地点選定上の自由度は極めて高く、建設費はかなり安く出来る可能性がある。

3 複合揚水式-1

$H_T > H_P$ 、 $\alpha_k = 0$ 、即ち上部貯水池に流入水量はないが揚水時揚程よりも発電時落差を高く利用出来る場合である。この場合の揚水発電原価 K_k は (2-17) 式より

$$K_k = \frac{H_P}{H_T} \left\{ \frac{a_k A_k}{8760 \beta} + \frac{100}{f_k (100 - \ell)} \left\{ (100 - \xi) \varepsilon + \xi \theta \right\} \right\} \text{ ¥/kWh (2-24)}$$

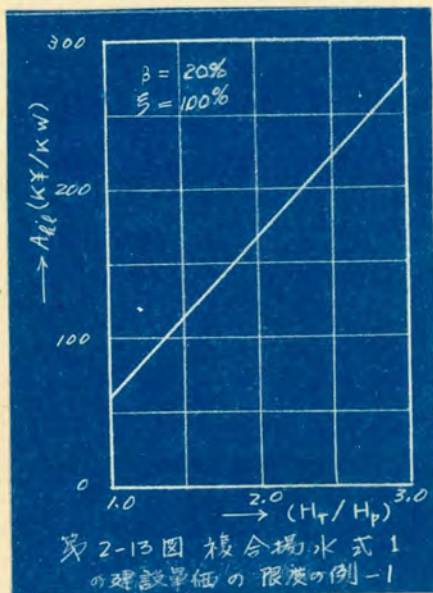
即ち単純揚水式における (2-21) 式の (H_P / H_T) 倍となりか

なり有利である。又揚水発電の原価を同一利用率の火力発電の原価以下とすべき建設単価の限度 A_{RL} は前と同様にして、

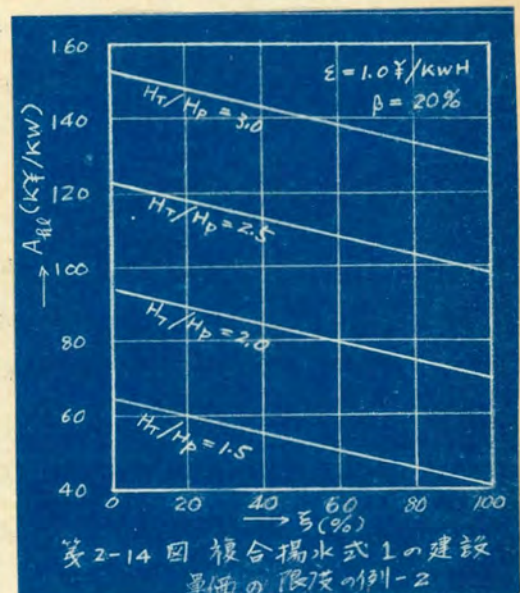
$$A_{RL} = \frac{8760}{\alpha_R} \beta \left\{ \frac{H_T}{H_P} K_{SP} - \frac{100}{\xi(100-\xi)} \{ (100-\xi)\varepsilon + \xi\theta \} \right\} \text{ ¥/kW} \quad (2-25)$$

となる。前述と同様の数値を用い且つ K_{SP} として (2-23) 式の値を用いて利用率 $\beta = 20\%$ 、揚水用電力とし水力余剰を使用しない場合 ($\xi = 100\%$) の建設単価の限度を求めると (H_T/H_P) に対して第 (2-13) 図の様になり (H_T/H_P) > 1 の場合は前述の単純揚水式に比べて極めて有利であることが判る。

この方式は第 2-1、2-2 図に示す様に下流増を伴うものであり、下流発電所の尖頭出力増強の外渇水期の補給をも行うものと考えることが出来る。例えば仮に発電時の電力価値を $K_R = 4.0$ ¥/kWh と見做しても許容建設単価は (2-24) 式に前述の数値を適用すると第 2-14 図の様になる。図は利用率 $\beta = 20\%$ 揚水に利用する水力余剰の単価 $\varepsilon = 1.0$ ¥/kWh の場合について求めてある。 (H_T/H_P) = 3.0 程度以上であれば揚水用電力として水力余剰を全く使用しない場合でも建設単



第 2-13 図 複合揚水式 1 の建設単価の限度の例-1



第 2-14 図 複合揚水式 1 の建設単価の限度の例-2

価約130,000 円/kW 程度以下で発電原価を約4 円/kWh 以下とすることが出来る。

揚水時揚程よりも高い落差を利用して発電出来る場合には上述の通り揚水発電は極めて有利となる。この意味において第2-2 図に示す Sir Adam Beck 揚水発電所は理想的な地点と言うべきである。

4 複合揚水式-2

$H_T = H_P$ 、 $\alpha_R > 0$ 、即ち普通の貯水池式或は調整池式発電所に揚水設備を附加的に設けた場合であって、この場合の揚水発電原価 K_R は (2-17) 式より

$$K_R = \frac{100}{\alpha_R + \beta} \left\{ \frac{a_R A_R}{876000} + \frac{\beta}{\alpha_R (100 - \rho)} \left\{ (100 - \xi) \cdot \varepsilon + \xi \theta \right\} \right\} \text{ 円/kWh} \quad (2-26)$$

となる。今

A'_R : 揚水設備を設けない場合の建設単価 円/kW
 とすると、揚水設備を設けない場合の発電原価 K'_R は、

$$K'_R = \frac{1}{\alpha_R} \cdot \frac{a_R A'_R}{8760} \quad (2-27)$$

となる。この場合には揚水設備を設けることの価値判断は、揚水設備を設けることによって発電原価を低下出来るかどうかによって行うべきである。即ち揚水設備を設けるべき限界は (2-26)、(2-27) 式で与えられる K_R 、 K'_R が

$$K_R < K'_R$$

を満足することである。

δ : 揚水設備を設けるための建設単価増加率 (%)

$$\text{即ち} \quad A_R = A'_R \cdot \frac{100 + \delta}{100}$$

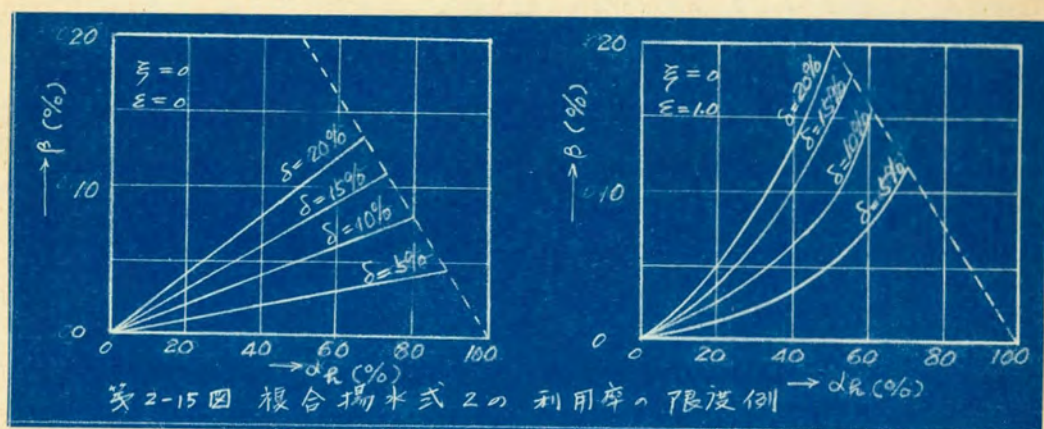
とにおいて、(2-26)、(2-27) 式より上式を満足する条件を求めると、

$$\delta < \beta \left\{ \frac{100}{\alpha_R} - \frac{8760 \times 10^4}{\xi_R (100 - \xi) a_R A'_R} \{ (100 - \xi) \varepsilon + \xi \theta \} \right\} \quad (2-28)$$

となる。この方式の揚水発電所では揚水用電力としては極力水力余剰を利用すべきである。揚水用電力として火力を全く使用しない場合 ($\xi = 0$) (2-28) 式に前述と同様の数値を適用すると

$$\delta < \beta \left\{ \frac{100}{\alpha_R} - \frac{113000}{A'_R} \varepsilon \right\} \quad (2-28')$$

となる。1例として $\varepsilon = 0, 1.0$ (円/kWh), $A'_R = 113000$ (円/kw) の場合、揚水設備のための建設費単価増加率 δ の数種の値について揚水発電が経済的に引き合う利用率の限度を (2-28') 式より求めると第2-15図のようになる。



図の点線は (2-18) 式の ξ_R に前述の数値を適用した場合の流込分及び揚水分利用率の可能な限度を示す。流込分の利用率 α_R の地点において、揚水設備を設けることにより揚水分利用率が図の実線より上にあれば総合の発電原価を揚水しない場合よりも低下し得ることを示している。

5. 複合揚水式-3

$H_T > H_P$ 、 $\alpha_R > 0$ 、即ち最も一般的な場合であって、揚水発電原価は(2-17)式で表わされ、上述の場合の(H_P/H_T)倍となり極めて有利である。

しかしながら揚水設備を設けない場合の発電原価 K'_R も

$$K'_R = \frac{H_P}{H_T} \frac{1}{\alpha_R} \frac{a_s A'_R}{8760} \quad (2-29)$$

となる。従つて揚水設備を設けない場合に対して、揚水設備を設ける場合の建設単価増加率 δ の限度は(2-17)、(2-29)式より(2-28)式と同じ結果になる。即ち揚水設備を設けない場合利用率 α_R の発電所に、建設費増加率 δ を以て揚水設備を設けた場合揚水分利用率 β が(2-28)式を満足する範囲内になれば揚水設備を設けることによって発電原価を揚水しない場合に比べて低下せしめることが出来るが、その程度は $H_T = H_P$ の場合も $H_T > H_P$ の場合も同様である。ただもともと原価は $H_T = H_P$ の場合よりも $H_T > H_P$ の場合の方が低いと言うことである。

四国電力株式会社大森川発電所はこの方式の一例である。上逡に従つて大森川発電所の場合を検討してみると次の様になる。

発電所出力	$P_R = 11,800 \text{ kW}$
発電所単独の有効落差	$H_P = 118 \text{ m}$
下流発電所を含めた総有効落差	$H_T = 705 \text{ m}$
流込水量分に対する設備利用率	$\alpha_R = 13.3 \%$
揚水水量分に対する設備利用率	$\beta = 1.6 \%$
建設単価	$A_R = 292,000 \text{ ¥/kW}$
固定費率	$a_R = 12.0 \%$
発電所単独で考えた揚水発電総合効率	$\zeta_R = 42.6 \%$
平均送電損失率	$l = 3.0 \%$

水力余剰電力単価

$$\varepsilon = 0$$

燃料費節減効果を考慮した揚水電力用燃料費単価

$$\theta = 2.07 \text{ 円/kWh}$$

揚水設備を設けない場合の建設単価

$$A'_h = 285.000 \text{ 円/kW}$$

揚水設備を設ける場合の工事費増加率

$$\delta = 2.4 \%$$

である。但し γ_h は揚水水量中大森川貯水池で溢水し発電に使用出来ない水量を差し引いて考えてあるので普通の値よりかなり低い。水力余剰は若しこれを利用しなければ溢水となるので $\varepsilon = 0$ とした。又揚水電力用燃料費単価 θ は前節で求めた数値例を用いることとする。

揚水用電力は原則として全て水力余剰を用い $\xi = 0$ とする計画であるが、之を全て火力により $\xi = 100\%$ とする場合についても検討して見る。

許容建設費増加率は (2-28) 式より

$$\xi = 0\% \text{ の場合 } 100 \beta / \alpha_h \cong 12\%$$

$$\xi = 100\% \text{ の場合}$$

$$\beta \left(\frac{100}{\alpha_h} - 1.28 \right) \cong 10\%$$

に対し実際の建設費増加率 $\delta = 2.4\%$ である。

又揚水しない場合の発電原価 K'_h は (2-29) 式より

$$K'_h \cong 4.91 \text{ 円/kWh}$$

に対し揚水する場合の発電原価 K_h は (2-17) 式より

$$\xi = 0\% \text{ の場合 } K_h \cong 4.50 \text{ 円/kWh}$$

$$\xi = 100\% \text{ の場合 } K_h \cong 4.59 \text{ 円/kWh}$$

となり、揚水設備を設けた方が設けない場合よりも、揚水用電力として全部水力余剰を利用する場合は勿論、全部火力を利用する場合でも有利であることが判る。

第7節 結 言

以上揚水発電の価値判断を原価の面から検討した。第3節に述べた仮定を設けて原価を計算すると、揚水用電力中火力利用分の電力価値はその火力の設備利用率が約30%以上ならば利用率の如何にかかわらず(2-15)式に示す一定値 θ と見做し得ることが判った。しかしながら第3節で設けた仮定は一般的傾向の平均を示すもので、個々の場合について適用出来るとは限らない。

又揚水発電の機能的分類もかなり簡単に考えてあるが実際にはもっと複雑で、例えば揚水した水の一部は揚程以上の落差を利用出来るが一部は揚程分の落差しか利用出来ない場合などもある。

従って実際の場合には個々について揚水を行う場合と行わない場合を詳細に計算して比較検討しなければならないが、揚水発電の価値判断の概算には以上述べた方法を用いて十分であると考え

る。

前節の検討から揚水発電の経済性に対して、建設単価と利用落差が極めて大きく影響することが判る。

単純揚水式においては普通の水力発電所に比べて建設単価をかなり切下げないと経済的に成り立たない。幸い単純揚水式においては上部貯水池に流込水量を必要としないので地点の選定はかなり自由であり建設費を相当切下げ得る可能性がある。

又普通の発電所に揚水設備を附加する複合揚水式においても揚水設備のための増加工事費がその経済性に大きく影響する。この場合ポンプ水車の快用は極めて有効であるがこれについては次章で詳述する。

揚水時の揚程に比べて発電時の落差を高く利用することも又極めて有効である。即ち揚水発電を計画する場合は既設の下流発電所を利用して発電時の落差を極力高く取る様検討すべきである。

この場合の総合効率は $(H_T/H_P) \cdot \eta_e$ であって100%以上にすることも可能である。

以上の計算では火力発電所の修繕費は利用率が変動しても増減しないものと仮定した。一般に火力発電所の利用率が増加すれば修繕費も増加する様にも考えられるが、揚水用電力供給により火力の出力を低下せず殆んど一定に連続して運転すればかえって修繕費が減少することも考えられるので、火力発電所の修繕費は上記のごとく揚水発電の導入により利用率が増加しても、増減しないものと考えることが出来る。

第3章 ポンプタービンの特性

第1節 緒 言

揚水発電の初期においては揚水設備としてポンプと電動機とを、発電設備として水車と発電機とを夫々別個に設ける方式が採用されていた。この方式は揚水と発電の設備容量、その他計画上の自由度は大きいが、機械及びその占有空間のため建設費はかなり高い。

建設費切下げを目的として次に現われたのが上記のうち電動機と発電機とを同一電気機械で共用する方式であり、現在各国の揚水発電所の大部分はこの方式を採用している。この方式においては揚水と発電の設備容量の関係は共用する電気機械の容量によって制限をうけるが、電動機及びその占有空間を省略出来るので建設費は上記のものよりは安い。しかし乍らポンプ及びその占有空間のため普通の発電所に比べると建設費は未だかなり高い。

最近に至り更に建設費を切下げる目的でポンプと水車とを同一水力機械で共用する方式が主としてアメリカ大陸で採用され始めた。この方式は機械設備の構成が普通の水力発電所と殆んど同一であり、従って建設費も普通の水力発電所より若干高いに過ぎないが、ポンプ容量その他設計上の諸元は水車側の要求から或る程度限定されるので計画上の自由度は小さい。

地点によっては落差などの関係でポンプと水車とを別個に用いる方式によらざるを得ない場合があるが建設費切下げを目的として1組の電気機械と水力機械とを揚水と発電とに共用する方式を検討することは揚水発電計画にとって極めて重要な問題である。

この方式の水力機械がポンプタービンと呼ばれるものであって、一般に1段の渦巻ポンプを使用出来る範囲ならばフランシス型ポ

ンプタービンの使用が可能と考えてよい。

以下フランシス型ポンプタービンの特性について検討することとする。

第2節 ポンプタービンの概要

ポンプタービンの実績は極めて少く第3-1表に示す程度である。従ってポンプタービンの特性に関する資料は極めて少い。

第3-1表 ポンプタービンの実例

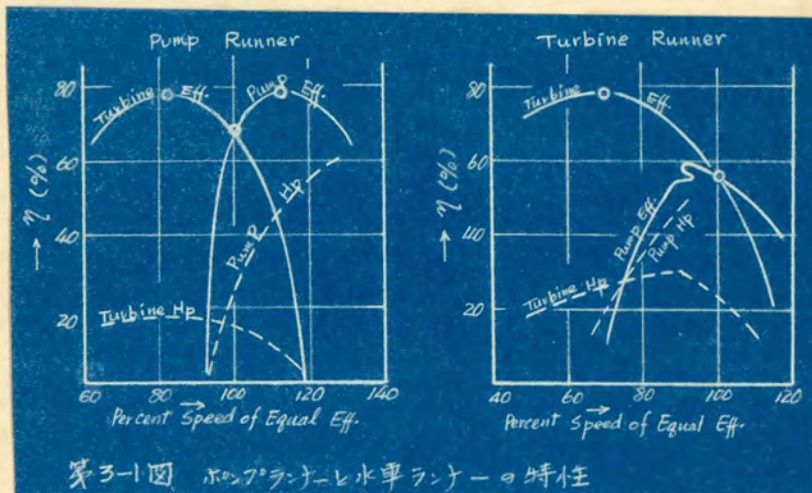
発電所名		Pedreira	Edgard Souza	Flatiron	Hiwassee	大森川	Sir Adam Beck
国名		Brazil	Brazil	U.S.A	U.S.A	日本	Canada
製作者		A.C	A.C	A.C	A.C	日立	E.E.C
型式		Francis	Francis	Francis	Francis	Francis	Deriaz
水車	出力 kW	14,200	11,900	9,000 ~6,850	89,500 ~59,700	12,200	30,200
	落差 m	27.2	24.4	88.5 ~42.7	73.2 ~58.0	118 ~74.4	24.4
	回転数 rpm	150	150	257	105.9	400	92.3
ポンプ	揚水量 m ³ /s	50.9	50.9	10.5	110.5 ~147	5.3 ~13.0	113 ~142
	揚程 m	27.5 ~18.3	23.8	91.5 ~51.9	77.6 ~41.2	127.8 ~92.0	27.4 ~18.3
	回転数 rpm	150	150	300	105.9	400	92.3
台数		2	1	1	1	1	6
立軸横軸の別		立	立	立	立	立	立
ガイドベーンの有無		有	有	無	有	有	フラットベーン
運転開始年		1953	1954	1954	1955	1959	1957

(注:— 製作者A.CはAllis-Chalmers, E.E.CはEnglish-Electric Co.)

そこで第3-1表の Hiwassee^②、Grand Coulee のポンプ^③、

我国の大森川などの模型試験の実績、及び W. J. McCormack 氏の与えた資料^④、その他我国の若干の模型試験の実績を参考として、フランシス型ポンプタービン（以下単にポンプタービンと呼ぶ）の特性の一般的傾向を求めて見る。尚第 3-1 表の Sir Adam Beck の例は極く最近開発された新しい型式で可動羽根斜流型である。

1932 年に F. A. Allner 氏^⑤ は第 3-1 図の様に水車を逆転しても良好なポンプ特性は得られないが、ポンプを逆転すれば比較的良好な水車特性が得られることを指摘している。このことはポンプタービンの一般的特徴を決定する本質的問題であって、ポンプタービンのランナー形状、寸法は普通の水車ランナーよりもむしろポンプランナーに近い。上記諸資料から得られたポンプタービンの一般的特徴は次の様である。

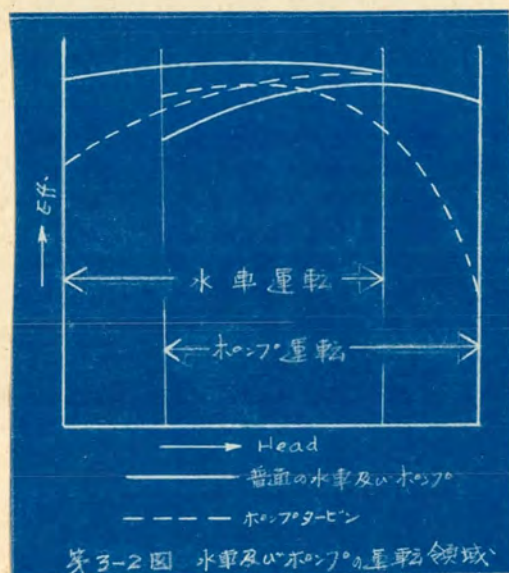


(1) 効 率

ポンプ水車の最高効率、普通の水車及びポンプの最高効率と比べて殆んど遜色がない。

(2) 最高効率を与える回転数

ポンプタービンの最高効率を与える回転数は同一落差、揚程の下では水車運転の場合よりもポンプ運転の場合の方が一般に高い。即ち同一回転数の下ではポンプの基準揚程は水車の基準落差よりも低い。但し基準点とは最高効率を与える点を意味するものとする。



第3-2図 水車及びポンプの運転領域

このことはポンプ揚程は水車落差よりも損失水頭の約2倍だけ高くなければならないと言う一般的要求に反するものであり第3-2図に示す様に普通の水車及びポンプに比べてポンプタービンの本質的弱点の一つである。

このためポンプ回転数を水車回転数よりも

高く選んだ方が有利となる場合もあるが、発電電動機は2速度とする必要上高価となることに注意しなければならない。

(3) 水車の無拘束速度

ポンプタービンの水車無拘束速度は普通の水車よりもかなり低い。このことは発電機の設計には非常に有利であるが、反面落差の低下に伴う水車効率の低下が普通の水車よりも甚だしいと言うことを意味するものであって、落差変動の大きな場合には不利である。

(4) 水車流量とポンプ揚水量

水車流量とポンプ揚水量との間には或る関係が存在し、最高効率点におけるポンプ揚水量は水車流量よりも少い傾向にある。

(5) ポンプ特性

ポンプタービンのポンプ特性即ち揚水量対揚程、効率特性などは普通のポンプと大差ない。このことは前述の通りポンプタービンは非常にポンプに近い設計であることから当然のことと言える。

(6) キャビテーション性能

キャビテーションに対してはポンプの方が水車よりもはるかに苛酷であり、ポンプタービンのキャビテーション性能もポンプ側によって定まる。且つこれは普通のポンプとほぼ同程度のものである。

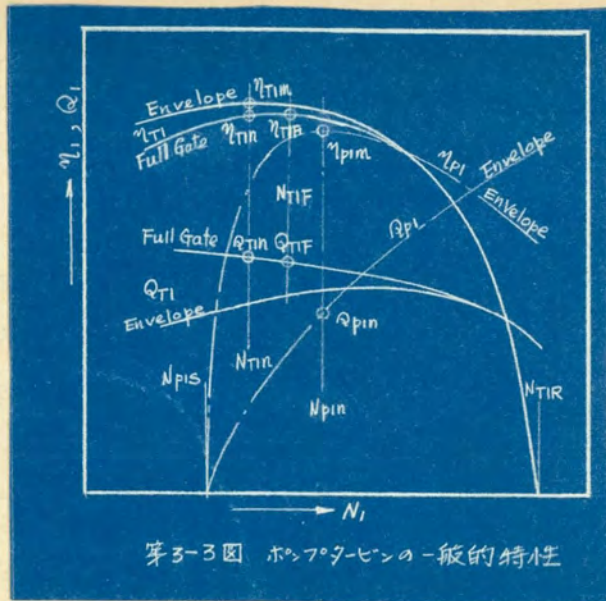
第3節 ポンプタービンの特性の一般的傾向

ポンプタービンの前記諸特徴に關し前記諸資料を基礎にしてその一般的傾向を求める。

前記諸資料から得られる諸特性はすべて落差 $/m$ ランナー直径(水車出口径) $/m$ に換算し、且つ諸単位もすべて我々が慣用している下記単位に換算してある。

又 W・J・McCormack 氏の資料からガイドベーンを持たないものは除外した。

今落差 $/m$ 、ランナー直径 $/m$ ベースにおける水車及びポンプ特性第3-3図において記号を次の様に定める。但し第3-3図において *Envelope* とはすべての N_1 に対して効率が最高となる様なガイドベーン角度における値の包絡線を示すものとする。



- N : 落差又は揚程 / m における回転数 rpm
 N_{TIN} : 水車最高効率点における単位回転数 rpm
 Q_{TIN} : N_{TIN} 、Full Gate における水車単位流量 m^3/s
 η_{TIM} : 水車最高効率 %
 η_{TIN} : N_{TIN} 、Full Gate における水車効率 %
 N_{TIF} : Full Gate における水車最高効率点の単位回転数 rpm
 Q_{TIF} : N_{TIF} 、Full Gate における水車単位流量 m^3/s
 η_{TIF} : N_{TIF} 、Full Gate における水車効率 %
 N_{TIR} : Full Gate における水車無拘束単位回転数 rpm
 P_{TIN} : N_{TIN} における水車全用出力 $= g \cdot Q_{TIN} \cdot \eta_{TIN} / 100$ kW
 P_{TIF} : N_{TIF} における水車全用出力 $= g \cdot Q_{TIF} \cdot \eta_{TIF} / 100$ kW
 N_{TS} : 水車特有速度 $= N_{TIN} \cdot \sqrt{P_{TIN}}$ m-KW

 N_{PIN} : ポンプ最高効率点における単位回転数 rpm
 Q_{PIN} : ポンプ最高効率点における単位揚水量 m^3/s
 η_{pim} : ポンプ最高効率 %

N_{pis} :- Envelope におけるポンプ締切単位回転数 rpm

P_{pin} :- N_{pin} におけるポンプ軸動力 $= 100g Q_{pin} / \eta_{pin}$ KW

N_{ps} :- ポンプ特有速度 $= N_{pin} \cdot \sqrt{Q_{pin}}$ $m \cdot m^{3/5}$

とする。但し上記において単位回転数、単位流量、単位揚水量などであるのはすべて落差又は揚程 / m における夫々の値を示し、*Full Gate* とあるのはガイドベーン全開を意味するものとする。

上記のうち主なものの値を第3-2表に示す。但しこの表において W. J. McCormack 氏の data には Q_{Tin} が与えられていないので η_{Tin} から η_{pin} を推定して P_{Tin} から逆算した。

この表からポンプタービンの特性の一般的傾向を和ることが出来る。

1. 最高効率

第3-2表から判る通り水車最高効率、ポンプ最高効率とも普通の水車及びポンプに比べて、たいしてそんな色はない。

第3-2表の最高効率を特有速度に対してプロットすると第3-4図のようになる。水車最高効率は特有速度の高いもの程低い様に見受けられる。

2. 特有速度と基準値

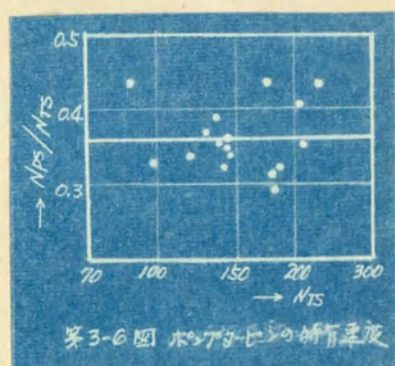
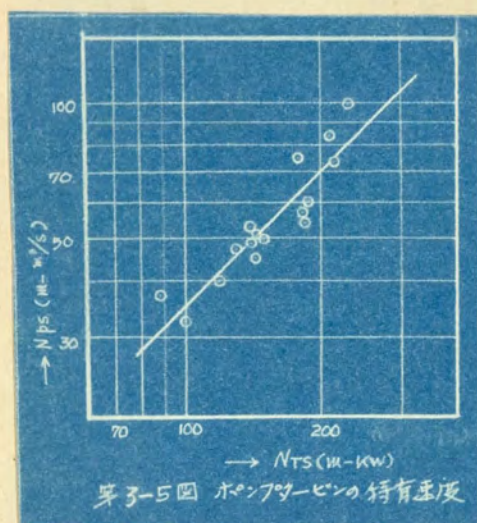
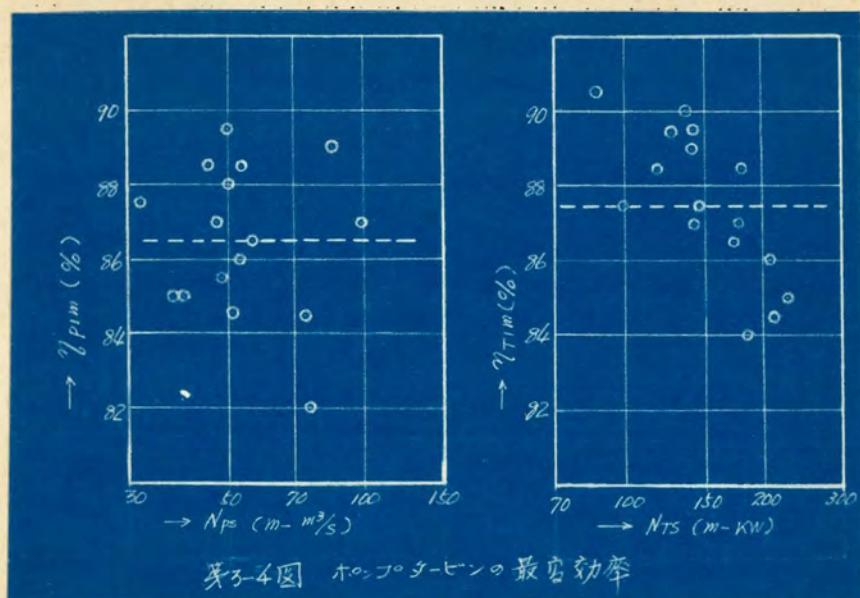
水車特有速度 N_{Ts} とポンプ特有速度 N_{ps} との間には相関関係があり、第3-2表からこれをプロットすると第3-5図のようになる。又 N_{ps} / N_{Ts} を N_{Ts} に対してプロットすると第3-6図の様に特に顕著な傾向は認められず、その平均値は約 0.36 である。即ち第3-5図の特性の平均値は

$$N_{ps} = 0.36 N_{Ts} \quad (3-1)$$

と考えられる。

第3-2表 ポンプタービン特性の実績

モ デ ル	水 車 特 性				ポ ン プ 特 性				N_{Ps}/N_{Ts}	N_{Pin}/N_{Tin}	N_{TIR}/N_{Tin}	N_{Pis}/N_{Pin}	Q_{Pin}/Q_{Tin}	σ_{PC}	D_1/D_2	B/D_2
	N_{Ts}	N_{Tin}	P_{Tin}	Z_{Tim}	N_{Ps}	N_{Pin}	Q_{Pin}	Z_{Pim}								
Hiwassee	147.5	57.2	6.65	87.5	50.0	61.9	0.657	88.0	0.339	1.082	1.595	0.808	0.832		1.460	0.235
Grand Coulee	98.5	37.4	6.96	87.5	32.5	41.5	0.615	87.5	0.330	1.110	1.410	0.925	0.745	0.085	1.900	0.235
大 森 川	119.0	46.6	6.54	88.5	39.9	51.6	0.597	85.0	0.335	1.107	1.437	0.839	0.765	0.110	1.670	0.185
W.J. McCormack's Data																
Baldwin #115	87.3	44.2	3.90	90.5	37.9	52.6	0.520	85.0	0.434	1.190		0.905	1.150			
" #117	137.0	54.0	6.45	90.0	53.2	60.8	0.767	86.0	0.388	1.125		0.875	1.022			
SMS Pedreira	186.0	67.0	7.72	84.0	59.5	73.0	0.665		0.320	1.090			0.639			
SMS #946	174.0	71.8	5.87	86.5	75.6	77.3	0.960	82.0	0.435	1.077			1.350			
" #985	211.0	78.7	7.20	84.5	74.1	85.0	0.760	84.5	0.351	1.080			0.855			
" #987	208.0	68.0	9.35	86.0	84.5	75.6	1.250	89.0	0.406	1.112	1.700	0.790	1.100	0.270		
" #994	229.0	72.0	10.10	85.0	98.6	85.0	1.350	87.0	0.431	1.180	1.800	0.867	1.090	0.340		
国内製作者のモデル																
A 社	129.0	49.0	6.92	89.5	47.5	56.7	0.702	87.0	0.368	1.157		0.830	0.845		1.567	0.238
B 社	143.2	58.5	6.00	85.0	51.4	64.5	0.636	84.5	0.359	1.102	1.435	0.728	0.852		1.455	0.240
C 社	180.3	65.1	7.68	87.0	56.9	70.2	0.658	86.5	0.315	1.078	1.430	0.863	0.712		1.293	0.277
D 社	141.5	57.8	6.00	89.5	45.5	63.1	0.518	88.5	0.321	1.092	1.580		0.715		1.373	0.219
" 社	143.0	49.8	8.25	89.0	49.8	56.2	0.785	89.5	0.348	1.130			0.811		1.600	0.195
E 社	181.5	59.5	9.30	88.5	53.8	62.7	0.739	88.5	0.296	1.053	1.680	0.877	0.665		1.473	0.184
" 社	138.0	58.5	5.57		48.5	62.3	0.608	85.5	0.351	1.065			0.930		1.500	0.154
平 均 値				87.5				86.5	0.360	1.108			0.887			



N_{TIN} , P_{TIN} を N_{TS} に対してプロットすれば第3-5図に示す様に相関関係が認められる。

普通の水車において

D_2 : ランナー出口径

K_{ca} : 一軸方向速度係数

H : 落差

Q_1 : 単位流量 = Q/\sqrt{H}

N : 一回転数

P : 出力

N_s : 特有速度

γ : 効率

とすれば

$$D_2 = \sqrt{0.2877 \frac{Q_1}{K_{ca}}}$$

$$N_s = N \frac{P^{0.5}}{H^{1.25}}$$

であるから $H = 1 \text{ m}$ 、 $D_2 = 1 \text{ m}$ における回転数 N_1 は

$$N_1 = D_2 \frac{N}{H^{0.5}} = \sqrt{\frac{28.77}{K_{ca} \cdot \gamma \cdot g}} N_s$$

となる。 $\gamma = 88\%$ 、 $g = 9.8$ とし、 K_{ca} に深栖氏^⑥の与えた数値を採用して N_1 を N_s に対してプロットすれば第3-7図の点線の様になり

$$N_1 = 2.16 N_s^{\frac{2}{3}} \quad (3-2)$$

と考えられる。

ポンプタービンの場合は第3-7図の実線に示す様に平均値は

$$N_{TIR} = 2.033 N_{TS}^{\frac{2}{3}} \quad (3-3)$$

$$P_{TIR} = 0.242 N_{TS}^{\frac{2}{3}} \quad (3-4)$$

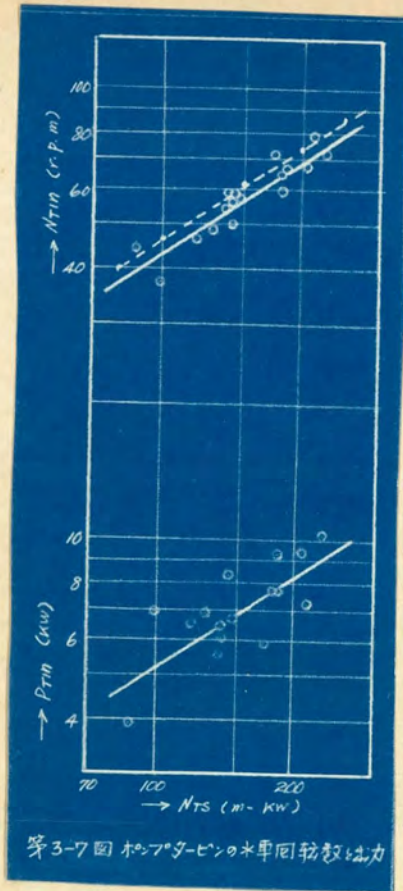
程度と考えられ普通の水車と大差ないことが判る。換言すればランナー出口径は普通の水車と大差ないと考えてよい。

同様に第3-2表の N_{pin} 、 Q_{pin} を N_{ps} に対してプロットすれば第3-8図の様になり、その平均値は図の実線のように

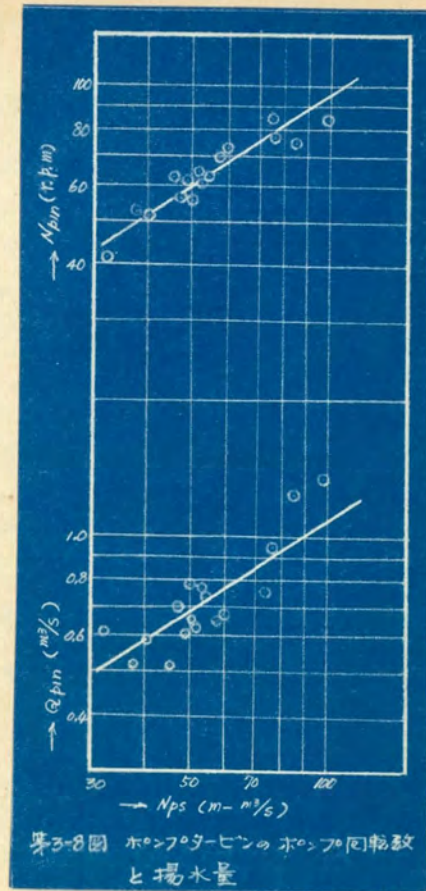
$$N_{pin} = 4.440 N_{ps}^{\frac{2}{3}} \quad (3-5)$$

$$Q_{pin} = 0.0508 N_{ps}^{\frac{2}{3}} \quad (3-6)$$

程度と考えられる。



第3-7図 ホンフタービンの水車回転数と出力



第3-8図 ホンフタービンのポンプ回転数と揚水量

3. 最高効率を与える回転数

ポンプと水車との最高効率を与える回転数の比 N_{pin}/N_{Tin} を第3-2表から N_{Ts} に対してプロットすれば第3-9図の様に特に顕著な傾向は認められず、その平均値は1.108である。

又 (3-1)、(3-3)、(3-5) 式から

$$\frac{N_{pin}}{N_{Tin}} = \frac{4.440}{2.033} (0.96)^{\frac{2}{3}} \approx 1.108 \quad (3-7)$$

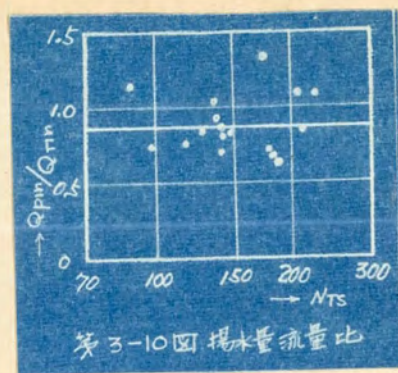
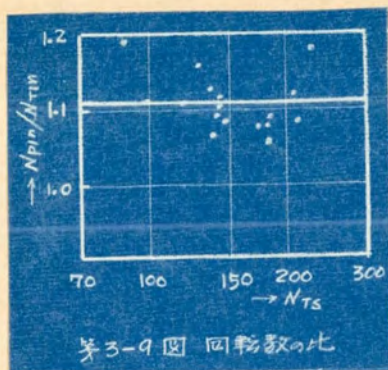
を得る。

H_{Tin} :— 水車基準落差

N_T :— 水車回転数

H_{pin} :— ポンプ基準揚程

N_p :— ポンプ回転数



とし、 (N_{Pin}/N_{Tin}) の値として上記平均値を用いると、

$$\frac{H_{pn}}{H_{Tn}} = \left(\frac{N_p}{N_T} \cdot \frac{N_{Tin}}{N_{Pin}} \right)^2 \approx 0.815 \left(\frac{N_p}{N_T} \right)^2 \quad (3-8)$$

程度となり、水車とポンプとの回転数を同一とすれば、ポンプ基準揚程は水車基準落差の約80%程度と考えられる。

4. 水車流量とポンプ揚水量

ポンプ揚水量と水車流量との間には或る関係が存在し、自由には選定出来ない。 Q_{Pin}/Q_{Tin} を第3-2表から N_{Ts} に対してプロットすると第3-10図の様に特に顕著な傾向は認められず、その平均値は0.887である。

又(3-1)(3-4)(3-6)式から

$$\frac{Q_{Pin}}{Q_{Tin}} = \frac{Q_{Pin}}{P_{Tin}} \cdot \frac{\eta_{Tin}}{100} \cdot g = \frac{0.0508}{0.242} (0.36)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\eta_{Tin}}{100} \cdot g$$

となり $\eta_{Tin} = 85\%$ $g = 9.8$ とおけば

$$\frac{Q_{Pin}}{Q_{Tin}} \approx 0.887 \quad (3-9)$$

を得る。

Q_{Tin} :— 水車基準流量 Q_{pn} :— ポンプ基準揚水量

とし (N_{Pin}/N_{Tin}) 、 (Q_{Pin}/Q_{Tin}) の値として上記平均値を用いると

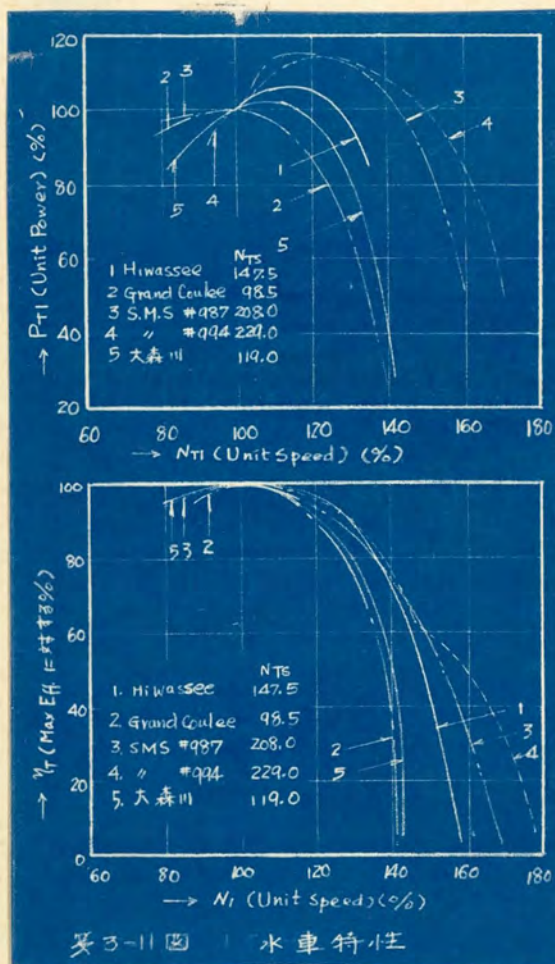
$$\frac{Q_{Pn}}{Q_{Tin}} = \frac{Q_{Pin}}{Q_{Tin}} \cdot \frac{N_P}{N_T} \cdot \frac{N_{Tin}}{N_{Pin}} = 0.8 \frac{N_P}{N_T} \quad (3-10)$$

程度となり、水車とポンプとの回転数を同一とすれば、ポンプ基準揚水量は水車基準流量の約80%程度と考えられる。

5. 水車及びポンプ特性

水車の単位回転数に対する水車出力、水車効率の変化を第3-11図に、又ポンプ揚水量に対するポンプ揚程、ポンプ効率の変化を第3-12図に示す。

図はW・J・McCormack氏の示したものに Hiwassee,



Grand Coulee, 大森川のデーターを追加したものであり、何れも最高効率点における値に対するパーセンテージで示してある。又図の曲線はすべて効率が最高となる様ガイドベーン開度を調整した場合の包絡線を示すものである。

水車特性、ポンプ特性とも特有速度に因して或る傾向を示していることが判る。

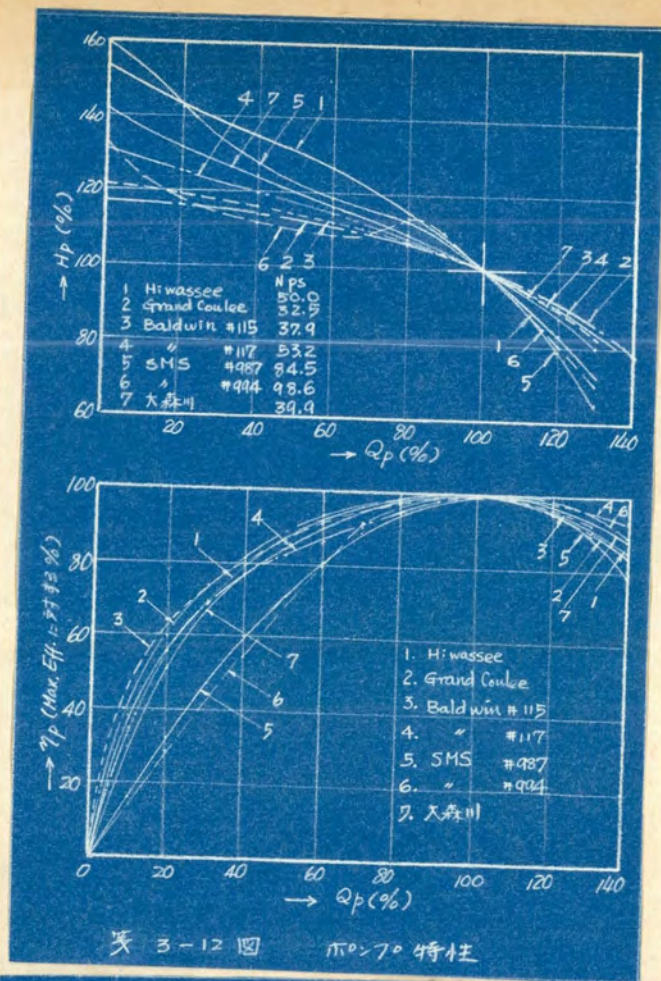


図 3-12 図 ポンプ特性

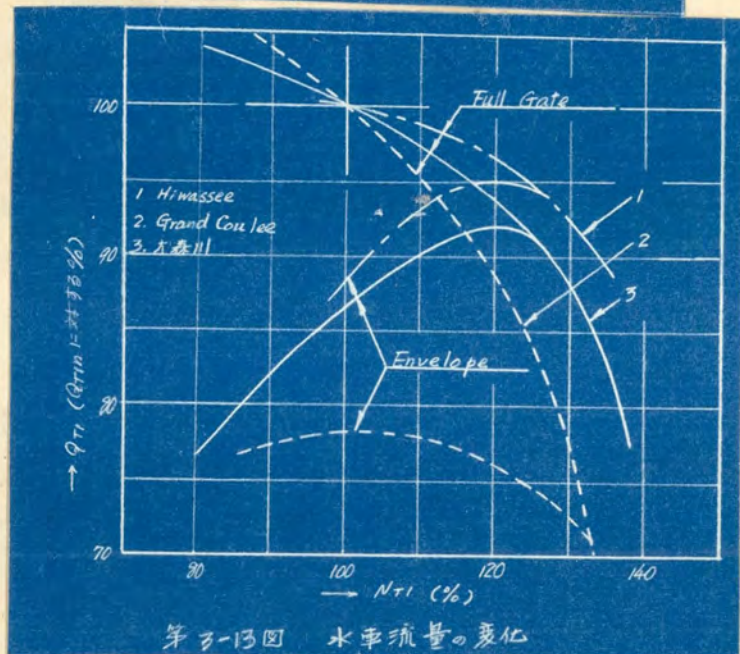
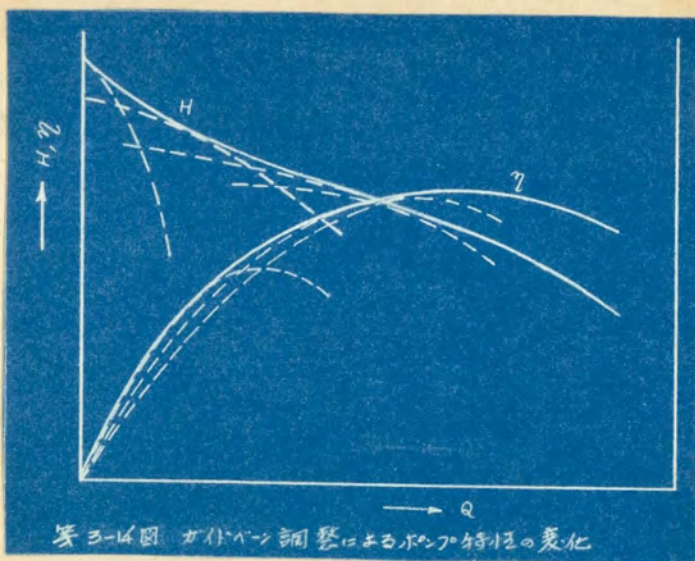
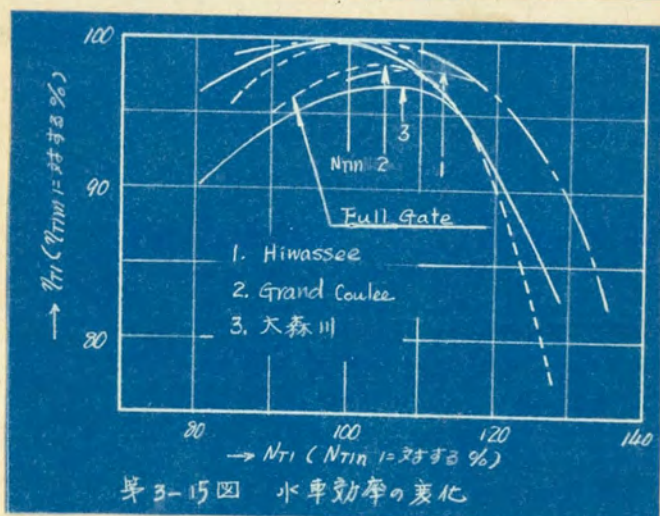


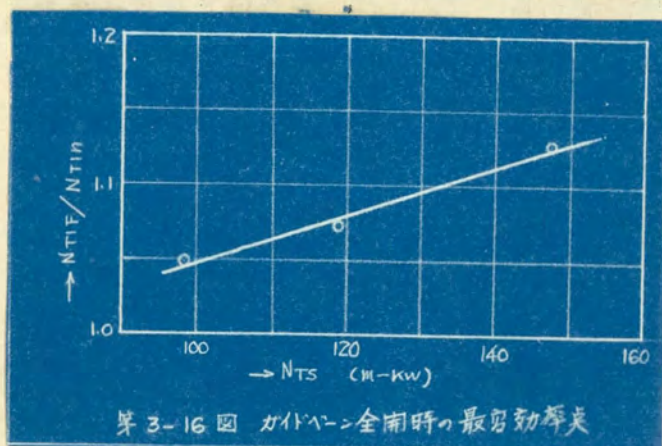
図 3-13 図 水率流量の変化



第3-14図 カイトハン調整によるポンプ特性の変化



第3-15図 水車効率の変化



第3-16図 カイトハン全開時の最劣効率比

又水車流量の変化の模様を *Hiwassee, Grand Coulee* 大森川の *data* から求めると第3-13図の様になり、落差変動に伴う水車流量の変化は特有速度の小さいもの程甚だしい傾向にある。

ポンプ揚程の変化に伴う揚水量の変化は第3-12図の通り普通のポンプと比べて大差ない様である。

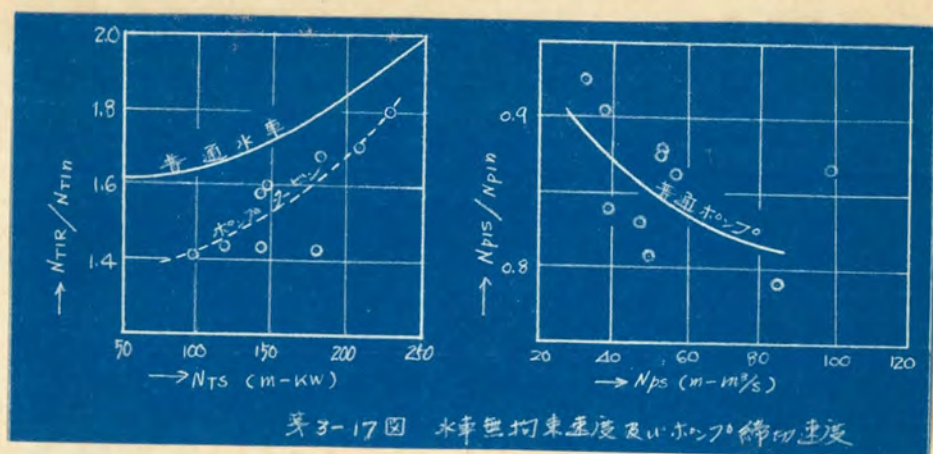
揚程変化に伴う揚水量の変化は出来るだけ少ないことが好ましい。このためには第3-14図に示す様に揚程の変化に応じてガイドベーン開度を調整することが有効である。このことは又効率を高く保つことにも有効である。

単位回転数の変化に伴い水車効率が最高となる包絡線に対しガイドベーン全開時の水車効率の変化の模様を *Hiwassee, Grand Coulee*、大森川の *data* から求め第3-15図の様になる。即ちガイドベーン全開時の最高効率点 N_{TIF} は一般に N_{Tin} より高く、 N_{TIF}/N_{Tin} を第3-15図より求めると第3-16図の様になる。

6 水車無拘束速度及びポンプ締切速度

ポンプタービンの水車無拘束速度は普通の水車よりかなり低い。 N_{TIR}/N_{Tin} を第3-2表から N_{Ts} に対してプロットすると第3-17図の様になる。図には普通の水車の無拘束速度も示してある。特有速度の高いもの程無拘束速度の高いことは普通の水車と同様であるが、普通の水車よりかなり低いことは明らかである。

又 N_{PIS}/N_{Pin} を第3-2表から N_{Ps} に対してプロットすると第3-17図の様になる。即ちポンプ締切速度は特有速度の低いもの程高い傾向にある。換言すればポンプ締切揚程は特有速度の低いもの程低い。この傾向は普通のポンプと同様であって、その値も普通のポンプと比べて大差ない様である。



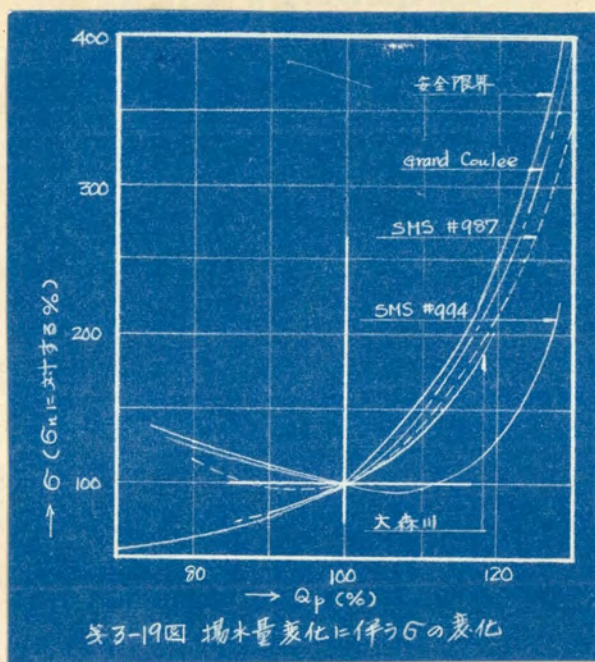
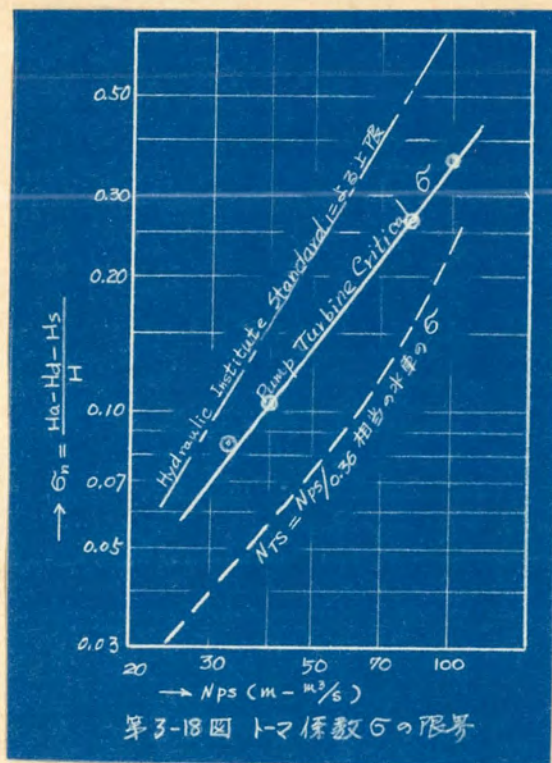
7 キャビテーション性能

キャビテーションに関してはポンプ運転時の方が水車運転時よりもはるかに苛酷であり、且つそれは普通のポンプと比べて大差ない様である。

W・J・McCormack氏はトーマスの係数 σ の限界について第3-18図を示している。第3-2表の σ_{pc} を図にプロットしてある。図に(3-1)式の関係にある特有速度に対する水車の σ_c を示してあるが明らかにポンプの方が水車より苛酷である。

又最高効率点以外の点における σ 即ち揚水量の変化に伴う σ の変化の模様を第3-19図に示す。図はW・J・McCormack氏の示したもので、これに木森川のデーターを追記してある。図から判る通り揚水量が増加する程 σ が大きくなり、従ってポンプの押込高さを大きくしなければならない。

吸込側水位に変動ある場合、水位が低い時は揚程が高く、揚水量が少く、押込高さも低くてよい。又水位が高い時は揚程が低く、揚水量が多く、押込高さも高いことを要す。従ってこの場合は、各水位毎に揚程、揚水量、それに対する σ_c 、押込高さを計算して最も苛酷な点において押込高さを決定すべきである。



8. ランナー寸法

ポンプタービンのランナーの水車出口径は第3-7図からも判る通り普通のフランシス水車と大差ない。(第3-7図の点線は出口径の等しい普通水車の N_{Tin} を示す。)

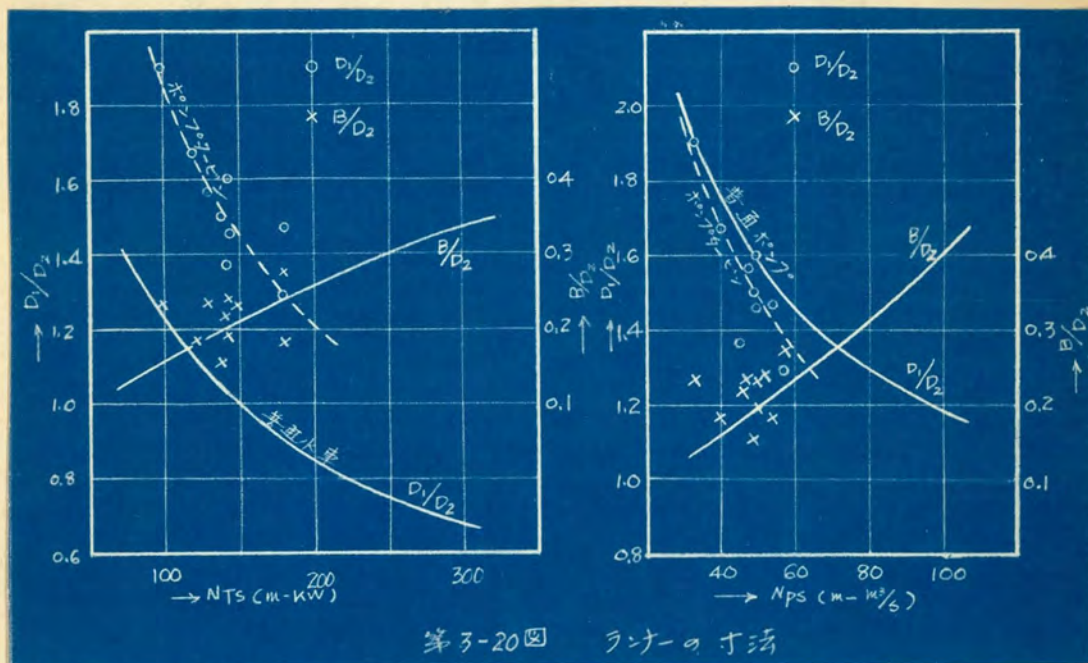
D_1 : - 水車入口径 ポンプ出口径

D_2 : - 水車出口径 ポンプ入口径

B : - 水車入口巾 ポンプ出口巾

として、深栖氏の“水車の理論と構造”^④及び寺田氏の“応用ポンプ工学”^⑤より D_1/D_2 、 B/D_2 を普通の水車及びポンプについて求めると第3-20図の様である。これに対し第3-2表の値よりポンプタービンについて D_1/D_2 、 B/D_2 をプロットすると同図に示す通りであり、ポンプタービンのランナー寸法は

- (1) D_2 は普通の水車と大差ない。
- (2) D_1 は普通の水車よりはるかに大きく、普通のポンプに



第3-20図 ランナーの寸法

近い。

(3) Bは普通の水車又はポンプと大差ない。

と考えられる。斯様にポンプタービンランナー形状、寸法をポンプに近いものにしないと良好な特性が得られないと言うことが前述の諸特性を決定づける要因と思われる。

第4節 ポンプタービン特性の推定法

前節の諸資料を利用すればポンプタービンの特性を或る程度推定することが出来る。これは期待し得る特性の平均値を推定するものであって、計画の初期において予備的な目的にのみ使用すべきであり、特性の最終決定は模型試験の結果により行うべきである。

今四国電力株式会社大森川発電所の場合を例に取って推定を行って見よう。設計条件を次の様に定める。

上部貯水池

最高水位 780 m 最低水位 745 m 利用水深 35 m

下部貯水池

最高水位 664 m 最低水位 654 m 利用水深 10 m

上下貯水池水位差

最高 126 m 最低 81 m

損失水頭

$Q = 12 \text{ m}^3/\text{s}$ において 9 m、即ち $H_e = 9 (Q/12)^2$

有効落差

最高 117 m ($Q = 12 \text{ m}^3/\text{s}$ において)

発電使用流量

最大 12 m³/s

(1) 回転数、基準落差、基準揚程

後で説明する理由により水車とポンプとの回転数は同一とする。普通の水車の場合は回転数を450 rpm とすることが出来るが、ポンプキャビテーションを考慮して

$$N_T = N_P = 400 \text{ rpm}$$

とする。(3-8) 式より

$$H_{Pn} / H_{Tn} \cong 0.815$$

と考えられるから

$$H_{Tn} = 130 \text{ m} \quad H_{Pn} = 105 \text{ m}$$

と仮定する。

$$H_T = 117 \text{ m} \text{ において } Q_T = 12 \text{ m}^3/\text{s}$$

とすると、第3-13 図を参照して

$$H_{Tn} = 130 \text{ m} \text{ において } Q_{Tn} \cong 12.85 \text{ m}^3/\text{s}, P_{Tn} \cong 14200 \text{ kW}$$

であり $N_{Ts} \cong 110 \text{ m-KW}$ となる。従って (3-1) 式より

$$N_{Ps} \cong 40 \text{ m} - \text{m}^3/\text{s}$$

程度となる。第3-17 図より

$$N_{TIR} / N_{TIn} \cong 1.44 \quad N_{PIS} / N_{PIN} \cong 0.87$$

であり、効率0となる落差 H_{TR} は

$$H_{TR} \cong H_{Tn} / 1.44^2 \cong 63 \text{ m}$$

に対し最低落差は約 75 m

又 縮切揚程 H_{Ps} は

$$H_{Ps} \cong H_{Pn} / 0.87^2 \cong 139 \text{ m}$$

に対し最高揚程は約 127 m

となり何れも余裕がある。

又 第3-16 図より

$$N_{TIF} / N_{TIn} \cong 1.06$$

であり、従ってガイドベーン全開で効率最高となる落差 H_{TF} は

$$H_{TF} \cong H_{Tn} / 1.06^2 \cong 115 \text{ m}$$

となり運転落差の範囲に入る。

(2) 特性曲線

ランナー出口至ノミの模型と実物の寸法比を S とすると
後述する様に

$$S \cong 0.76$$

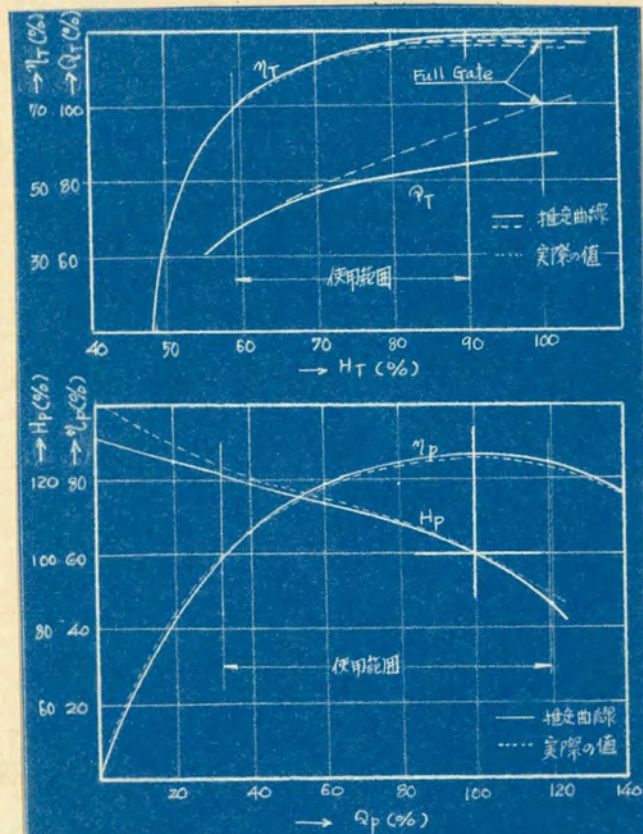
となる。第3-4図より模型の最高効率 η_{Tm} , η_{Pm} を

$$\eta_{Tm} \cong 89\% \quad \eta_{Pm} \cong 87\%$$

とすると 実物の最高効率 η_{Tm} , η_{Pm} は Moody の公式によれば

$$\eta_{Tm} = 100 - (100 - \eta_{Tm}) S^{\frac{1}{3}} \cong 89.5\%$$

$$\eta_{Pm} = 100 - (100 - \eta_{Pm}) S^{\frac{1}{3}} \cong 87.5\%$$



第3-21図 水車及びポンプの特性の推定曲線

となる。上記によって推定した数値及び第3-1/図、3-12図、3-13図、3-15図を参照して水車及びポンプの特性を第3-2/図の実線の様に推定する。図の点線は模型試験によって得た実際の特性である。

(3) 機器の仕様

第3-2/図における水車特性は、上記で求めた

基準落差 $H_{Tn} = 130 \text{ m}$ 基準流量 $Q_{Tn} = 12.85 \text{ m}^3/\text{s}$

に対するパーセンテージで示したものであり、この時の

効率 $\eta_{Tn} = 86.5\%$ 基準出力 $P_{Tn} = 14200 \text{ kW}$

特有速度 $N_{Ts} = 108.5 \text{ m-KW}$

第3-17図より無拘束速度 N_{TR} は

基準落差 $H_{Tn} = 130 \text{ m}$ においては $N_{TR} = 1.44 N_{Ts} = 576 \text{ rpm}$

最高落差 $H_T = 117 \text{ m}$ においては $N_{TR} = \sqrt{H_T/H_{Tn}} \cdot N_{TR}$
 $= 546 \text{ rpm}$

第3-2/図より各落差における諸元を求め、第3-3表に示す。

又第3-2/図におけるポンプ特性は(3-8)、(3-9)式より

基準揚程 $H_{pn} = 105 \text{ m}$ 基準揚水量 $Q_{pn} = 10.3 \text{ m}^3/\text{s}$

に対するパーセンテージで示したものであり、この時の

効率 $\eta_{pn} = 87.5\%$ 基準軸動力 $P_{pn} = 12100 \text{ kW}$

特有速度 $N_{ps} = 39.1 \text{ m-m}^3/\text{s}$

第3-17図より縮切揚程 H_{ps} は

$H_{ps} = H_{pn} / 0.87^2 = 1.32 H_{pn} = 138.5 \text{ m}$

第3-2/図より各揚程における諸元を求め第3-3表に示す。

第3-3表 水車及びポンプの仕様

種 別		落差又は 揚 程 m	流量又は 揚 水 量 m^3/s	効 率 %	出力又は 軸 動 力 KW
水 車	基準落差の時	130	12.85	86.5	14,200
	最高落差の時	117	12.0	87.5	12,100
	最低落差の時	76.4	8.6	69.0	4,450
	全閉最高効率の時	115	11.9	87.5	11,750
ポ ン プ	基準揚程の時	105	10.3	87.5	12,100
	最低揚程の時	90.6	12.4	85.0	12,000
	最高揚程の時	126.8	3.5	60.0	7,300

上記において水車最高効率を与える基準落差は運転範囲外であり、斯様に最高効率点を高落差又は運転範囲外に選定せざるを得ないと言うことは水車とポンプの回転数を同一とする限り、ポンプタービンではされない。

尚水車最大出力 12,100 KW、ポンプ最大軸動力 13,000 KW に対し、発電電動機は発電機力率約 0.9、電動機力率約 1.0 とすれば発電機、電動機の出力はほぼバランスする。もしこのバランスが取れない様であればガイドベーン開度を制限し、 Q_T 又は Q_P を修正して両者の協調を取ればよい。

(4) ランナー寸法、製品重量

ランナー出口径 $1m$ 、落差 $1m$ の模型に対し第3-7図、

3-8 図より

$$N_{Tin} = 46 \text{ rpm}$$

$$P_{Tin} = 5.6 \text{ kW}$$

$$N_{Pin} = 50 \text{ rpm}$$

$$Q_{Pin} = 0.58 \text{ } m^3/s$$

であり、これに対し実物は

$$N_{Tn} = 400 \text{ rpm}$$

$$P_{Tn} = 14,200 \text{ kW}$$

$$N_{Pn} = 400 \text{ rpm} \quad Q_{Pn} = 10.3 \text{ m}^3/\text{s}$$

である。従ってこの模型と実物との寸法比を S とすれば

$$\frac{P_{Tn}}{P_{Tin}} = \left(\frac{1}{S}\right)^5 \cdot \left(\frac{N_{Tn}}{N_{Tin}}\right)^3 \quad \text{より} \quad \frac{1}{S} = 1.31$$

$$\frac{Q_{Pn}}{Q_{Pin}} = \left(\frac{1}{S}\right)^3 \cdot \left(\frac{N_{Pn}}{N_{Pin}}\right) \quad \text{より} \quad \frac{1}{S} = 1.304$$

となる。そこで $S = 1/1.31$ 、即ちランナー出口径 $D_2 = 1.31m$

とする。第3-20図より ランナー外径 D_1 は

$$D_1 = 1.74 \quad D_2 = 2.28 \text{ m}$$

となるが普通の水車のランナー外径 D_1' は

$$D_1' = 1.16 \quad D_2 = 1.52 \text{ m}$$

となる。 $P_{Tn} = 14200 \text{ kW}$ $H_{Tn} = 130 \text{ m}$ の普通の水車の重量を W_T とし、このうち水車本体 $0.5 W_T$ 、補機 $0.5 W_T$ と仮定する。ポンプタービンの場合は普通の水車に比べて本体重量は外径に比例して増加し、且つ補機はポンプ運転用として20%増しとすればポンプタービンの製品重量 W_{PT} は

$$W_{PT} \cong 0.5 \left(\frac{D_1}{D_1'} + 1.2 \right) W_T \cong 1.35 W_T$$

となる。 $W_T \cong 140 \text{ 千}$ とすると $W_{PT} \cong 190 \text{ 千}$

(5) キャビテーション性能

キャビテーションに関しては第3-18図より、水車及びポンプのトーマー係数の限界 σ_{TC} 、 σ_{PC} は

$$\sigma_{TC} = 0.055, \quad \sigma_{PC} = 0.105$$

である。標高 650 m における大気圧 9.47 m (水柱)、 20°C における蒸気圧 0.24 m (水柱) として、水車吸出高さ H_{Ts} 、ポンプ吸込高 H_{Ps} は

$$H_T = 117 \text{ m} \text{ において} \quad H_{Ts} = +2.8 \text{ m}$$

$$H_P = 105 \text{ m} \text{ において} \quad H_{Ps} = -1.8 \text{ m}$$

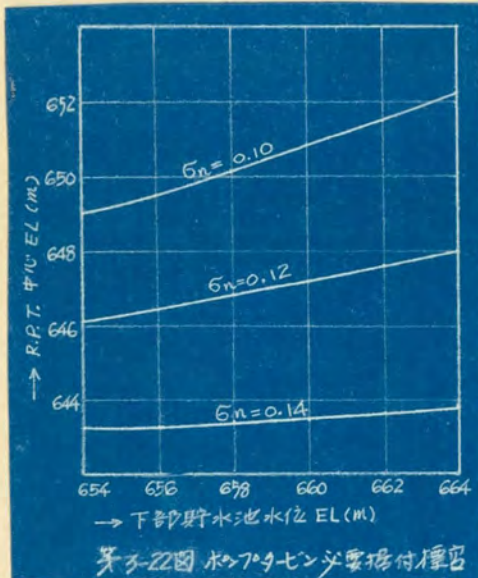
となりポンプの場合の方が苛酷である。

又ポンプキャビテーションは第3-19図から判る様に揚水量の大きい程苛酷であるが、下部貯水池水位については、それが最高の場合、揚程最低、揚水量最大で σ は最大となるが押し高さも最大となるので、最高最低水位間のどの点で最も苛酷になるかは個々の場合について計算しなければならない。

ポンプ揚水量は第3-21図の様に变化するものとし第3-19図より

$$\sigma_{pc} = 0.10, \quad 0.12, \quad 0.14$$

の場合についてポンプの必要押し高さを求め、これからポンプタービンに必要な据付標高を求めると第3-22図の様になる。



この場合は余裕を取って $\sigma_{pc} = 0.11$ とし、ポンプタービンの据付標高は 648 m 即ち押し高さ約 6 m 程度と考えればよい。

第3-22図は何れも下部貯水池の水位が最低の場合に最も苛酷となるが、ポンプ特性、 σ の値、 σ の Q_p による変化特性などによっては中間水位において最も苛酷となる

場合もあり得ることに注意しなければならない。

(6) 実績との比較

以上推定した各種値のうち主なものを、大森川発電所に実際

に採用されたポンプタービンの値と比較したものを第3-4表に示す。

第3-4表 推定値と実際の値との比較

項 目			推 定 値	実際の値	相 対 偏 差 (%)
水 車	基準落差	m	130	130	0
	※基準流量	m ³ /s	12.85	15.8	22.85
	※基準出力	KW	14200	17500	23.23
	※最高落差全閉時流量	m ³ /s	12.0	14.8	23.33
	※全上時出力	KW	12100	14800	22.30
	※最低落差全閉時流量	m ³ /s	8.6	10.7	24.43
	基準落差時無拘束速度	%	144	144	0
	運転範囲の最高効率	%	89	88.1	-1.01
	回 転 数	rpm	400	400	0
	特有速度	m-KW	108.5	120	10.60
ホ ン	基準揚程	m	105	106.5	1.43
	※基準揚水量	m ³ /s	10.3	11.0	6.79
	※最大揚水量	m ³ /s	12.4	13.3	7.32
	※最大軸動力	KW	13000	14500	11.54
	※最高揚程時揚水量	m ³ /s	9.5	5.3	51.43
	締切揚程	m	138.5	151.0	9.03
	運転範囲の最高効率	%	87.5	86.2	-1.49
	回 転 数	rpm	400	400	0
	特有速度	m-m ³ /s	99.1	99.8	1.79
7°	特有速度比		0.96	0.992	-7.77
	最高効率を与える回転数比		1.108	1.107	-0.09
	※製品重量	kg	190	222.5	17.10
	処要押込高さ	m	6	6	0

実際に採用した機械は国内で初めての試みでもあり、かなり余裕を見込んで大き目のものとしてある。この余裕によって影響を受けた数値は表において※を附記してある。又表に示す相対偏差とは

$$\text{相対偏差} = \frac{\text{実際の値} - \text{推定値}}{\text{推定値}} \times 100 \quad \%$$

を表わすものである。

第5節 ポンプタービンの実測効率

大森川発電所においてポンプタービンの水車及びポンプ効率を実測した。測定の概要は次の通りである。

(1) 流量又は揚水量の測定

水圧鉄管内に直交する2直径上に第3-23図の様に21個のカレントメーターを配置して測定した。使用したカレントメーターはOTT社製のもので管壁に最も近い4個は外径80mm、他の17個は外径125mmのものである。

各測点の3分間の平均流速から2直径について夫々管内平均流速を求め、その平均値を以て全平均流速とし、これに測定点における鉄管断面積を乗じて流量又は揚水量とした。2直径について求めた平均流速の差は全平均流速の1.5%以下であった。

(2) 有効落差又は総揚程の測定

HK式落差測定器を用いて測定した。第3-24図において

H_c :	— 落差測定器の読み	m
H_R :	— 水車中心より測った落差測定器の高さ	m
H_T :	— 水車中心より測った放水位の高さ	m
V :	— 測定点の平均流速	m/s

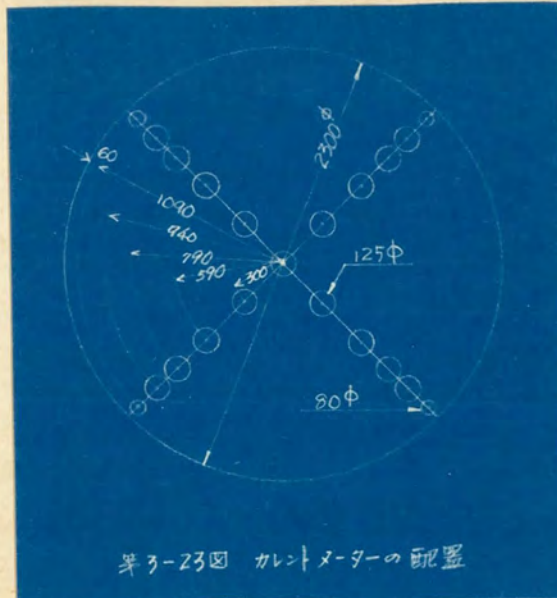


図3-23 図 カレントメーターの配置

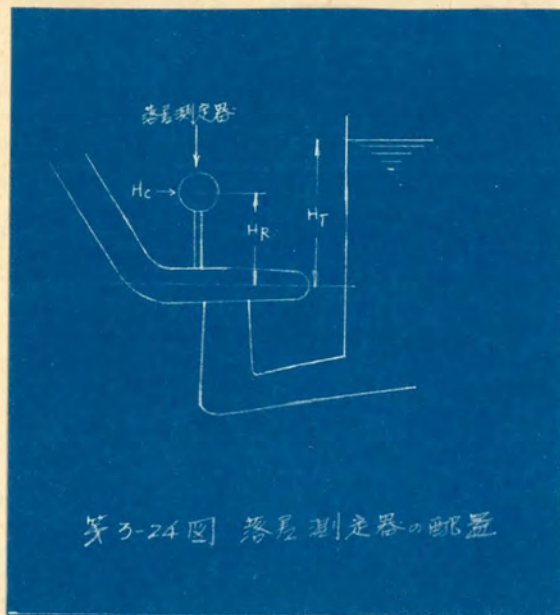


図3-24 図 落差測定器の配置

g : 重力の加速度

m/s^2

とすれば有効落差又は総揚程 H_e は

$$H_e = H_c + H_R - H_T + V^2/2g$$

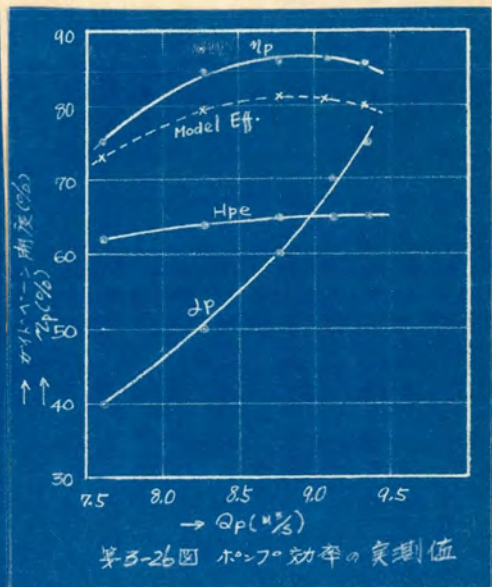
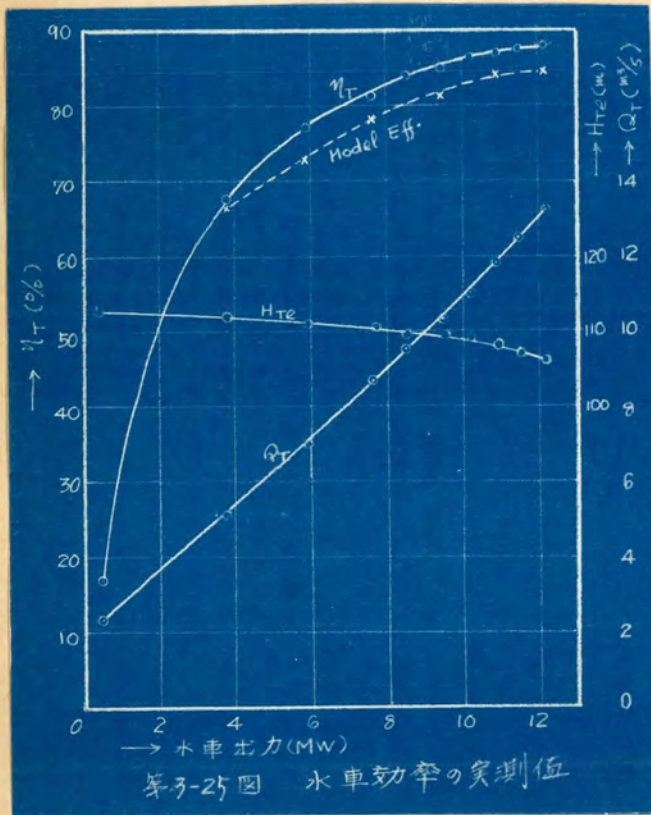
m

によって求めた。

(3) 水車出力又はポンプ入力の測定

発電機出力又は電動機入力を較正された標準積算電力計によって測定し、平均出力又は入力を求め、工場試験記録より求めた損失を発電機出力に加算又は電動機入力より差引いて水車出力又はポンプ入力を求めた。

以上による測定結果を第3-25図、3-26図に示す。模型効率に対し何れも約3%程度上廻る結果を得た。若し流量測定に誤差があれば水車かポンプの何れかの効率が一方が高過ぎ一方が低過ぎる結果を得る筈であるが、上記の結果から推して測定精度はかなり良好であったと思われる。



第6節 二速度の問題

前述の様にポンプタービンにおいては(3-8)式の関係があつて、ポンプ回転数を水車回転数より高く選定すれば水車基準落差とポンプ基準揚程を接近させることが出来て特性を著しく改善することが出来る。

例えば第4節の例題において

$$N_T = 360 \text{ rpm}, \quad N_P = 400 \text{ rpm}$$

とすると

$$H_{pn}/H_{tn} \cong 1.0$$

とすることが出来る。従つて例えば

$$H_{tn} = H_{pn} = 110 \text{ m}$$

とすることが出来る。この場合

$$\text{最高落差 } H_T = 117 \text{ m} \text{ において } Q_T = 12 \text{ m}^3/\text{s}$$

とすると

$$\text{基準落差 } H_{tn} = 110 \text{ m} \text{ において } Q_{tn} = 11.6 \text{ m}^3/\text{s}$$

となる。従つて又(3-10)式より

$$\text{基準揚程 } H_{pn} = 110 \text{ m} \text{ において } Q_{pn} = 10.3 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{最低揚程 } H_P = 90.8 \text{ m} \text{ において } Q_P = 12.8 \text{ m}^3/\text{s}$$

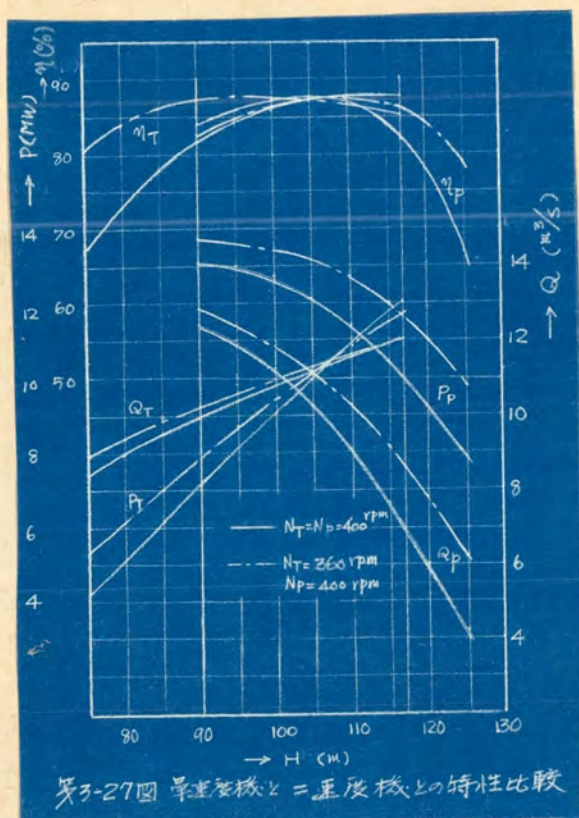
となる。第3-27図より

$$N_T = N_P = 400 \text{ rpm}$$

$$N_T = 360 \text{ rpm}, \quad N_P = 400 \text{ rpm}$$

の場合について実物換算の特性を比較すると第3-27図の様になり、二速度とすることによつて特性は著しく改善されることが判る。

この場合前述の模型比 $S \cong 1/1.31$ 程度となり水車重量は前節の場合と殆んど等しいが、発電電動機はこれを二速度機とする必要があり、ローター及びステーターの極数を切替えなければな



らない。従って碰束の利用率が普通の発電機よりも悪くなり重量は低速度の方で定まる普通の発電機よりもさらに増加する。第3-1表に示すFlatiron発電所の場合は低速度の方に相当する普通の発電機に比べて価格が約1.85%になったと報じられている。^⑧

第3-5表 単速度機と二速度機との経済比較

項	目	単速度機	二速度機
発電電動機重量	重	130	217
発電電動機価格	K ¥	100,000	167,000
増加工事費	K ¥	—	67,000
増加年経費	K ¥		8,050
発電電力量	MWH	13,700	14,350
増加電力量	MWH		650
増加分に対する発電原価	¥/kWh		12.4

大森川発電所の場合には計画当時の検討によれば二速度機とすることによって発電電動機重量は低速度の方に相当する単速度機

の約150%となり第3-5表に示す様に特性改善による電力量の増加に比べて二速度機とするための工事費増加の方が大きくなり、経済的にはかえって不利となる結果を得たので単速度機を採用することに決定した。

但し現在においては、二速度機とするためのローター極数変換に際し、一部小極を用い正規極との組合せを適当に選定することによって磁束の利用率を向上する方法が開発され二速度機の重量を単速度機の110~120%程度とすることが可能である。これを115%と仮定しても第3-5表の発電電動機重量は167トンとなり増加工事費28,500 K \yen 、増加分に対する発電原価約5.27 \yen /KWHとなりやはり有利ではない。

尚二速度機とすることにより効率が単速度機より若干低下するが第3-5表の比較にはこの点は考慮していない。これを考慮すれば二速度機はさらに不利となる。

第7節 結 言

今後揚水発電所が多数開発されるであろうが一般に一段の渦巻ポンプを使用出来る範囲ならばフランス型ポンプタービンの採用が可能である。

この場合特性の最終決定は模型試験の結果により行うべきであるが、計画に際しての予備的段階におけるポンプタービンの特性の推定は本章で述べた方法によって行うことが出来る。

なお、今後各所で行われるであろう模型試験の結果を参照することによってより正確な結果を期待出来るよう。

第4章 ポンプタービンの運転

第1節 緒 言

・ ポンプタービンの水車運転については普通の発電所における水車運転と特に変わった点はないがポンプ運転については特殊の考慮が必要である。

ポンプタービンのポンプ運転に關して最も重要な問題はポンプの起動法である。水車とポンプとを別個に設けてある従来の揚水発電所におけるポンプの起動については、水車とポンプとの回転方向が同一であるから、ポンプ側満水のまま水車によって起動し電動機を系統に並列した後水車の中の水面を圧縮空気によって押下げて水車ランナーを空転せしめればよいが、ポンプタービンの場合は両者の回転方向が逆であるため別置型の場合程簡単ではない。

即ち静止状態からポンプタービン-発電電動機系を起動するために必要な起動トルクを供給し得る起動装置を設けなければならない。又如何なる起動装置を設けるにしても必要な起動トルクを減少することを考えなければならない。以下ポンプタービンの運転に關し主としてポンプ起動の問題について検討する。

尚ポンプは水車に比べて振動が発生し易いと言われている。この点に關しても大森川発電所における運転実績について述べることにする。

第2節 ポンプタービンの起動法

ポンプタービンの起動には上述の様に所要起動トルクを供給する起動装置と、所要起動トルクを減少する装置を必要とする。起

動装置としては次の様なものが考えられる。

(1) 自己起動法

電動機の電機子巻線に直接電源電圧を供給して起動する方法であり、供給する電圧の値によって全電圧起動法と低電圧起動法とがある。前者は定格電圧に等しい電圧を供給する方式であり、突入電流が大きく系統へのショックは大きい、起動トルクも大きく最も簡単な方式である。後者は定格電圧よりも低い電圧を供給する方式で突入電流は前者より小さいが、起動トルクは電圧の2乗に比例して減少する外低電圧を発生する装置を必要とする。

(2) 起動用電動機を設ける方法

起動に必要な容量を持つ電動機を主電動機と別個に設ける方法であり、突入電流は小さく、又主電動機と同軸とすれば構造も比較的簡単であるが、機器の価格が増加し、従って建設費も増加する。

(3) 起動用水車を設ける方法

起動に必要な容量を持つ小水車を別個に設ける方法であり、系統に対するショックは避けることが出来るが、構造が複雑となり建設費も増加する。特にペルトン水車を用いる場合はその放水の処置について注意を要する。

(4) 隣接同期発電機による方法

隣接した別の同期発電機と起動しようとする電動機とを接続しておいて、両者の界磁巻線を励磁したまゝ発電機を直結の水車によって徐々に起動する方法であり、系統に対するショックは避けることが出来るが、起動用発電機をその都度停止して系統から分離し、接続変更を行う必要があり、操作がかなり繁雑

である。又発電機、電動機とも励磁機を別個に設ける必要のあること、起動中両者の所内電源を別個に確保する必要のあることに注意を要する。

上記各種方式のうち自己起動法が最も簡単であり、且つ系統に対するショックを少なくするために低電圧起動法が最も広く採用されている。前記の Hiwassee 発電所、大森川発電所ともこの方法を採用している。

又所要起動トルクを減少する方法としては次の様なものが考えられる。

(1) 起動時ランナーを空転させること

起動に先立って圧縮空気によりケーシング内の水面を押下げ、ランナーを空転し得る状態におき、起動並列後空気を徐々に排気してケーシングを充水し、水圧確立後吐出弁を開く方法で、殆んどすべてのポンプタービンはこの方法を採用している。

このために圧縮空気装置を必要とするが、大森川発電所においては

空気圧縮機	2 台
送気量	1 m^3/min
気 圧	25 kg/cm^2
容 量	15 KW
圧縮空気槽	1 組
容 量	5.58 m^3

を設けてあり水面押下げは圧縮空気槽のみで行い得る様計画されており、約 1 分 5 秒で水面押下げを完了し得る。又圧縮空気槽の気圧が規定値以下に下れば 1 台目の空気圧縮機が起動し、尚気圧が低下すれば 2 台目の空気圧縮機も起動する。圧縮空気

槽の気圧を大気圧から規定値まで上げるには空気圧縮機2台で約40分を要する。

(2) 推力軸承の起動摩擦係数を減少すること

立軸機において起動トルクのうち最大のものは推力軸承における摩擦トルクである。これを減少するために起動に先立って推力軸承面に高圧の油圧を供給して摩擦係数を減少する方法、ジャッキなどにより一度ローターを持ち上げ軸承面に油膜を形成せしめローターを下すと同時に起動し摩擦係数を減少する方法、電磁石によってローターを吊り軸承面にかゝる荷重を減少して摩擦トルクを減少する方法などが考えられている。Hiwassee発電所、大森川発電所とも上記のうち高圧の圧油を供給する方式を採用している。

このために大森川発電所においては

送油量 8 l/min

油 圧 100 kg/cm^2 (但し 60 kg/cm^2 で使用)

の高圧油ポンプを設けてある。

第3節 大森川発電所におけるポンプ起動試験

大森川発電所におけるポンプ起動の順序は第1章第3節に述べた通りである。

電動機に起動電圧を供給してからの電圧、電流、電力、回転数の変化を第4-1図に示す。又ポンプ起動時の大森川発電所における、回転数 N 、電流 I 、電動機入力 P 、周波数変化 Δf 、電動機電圧 V_g 、ケーシング水圧のオッシログラムを第4-2図に、又系統に与える影響を見るために隣接の分水第1発電所におけるオッシログラムを第4-3図に示す。

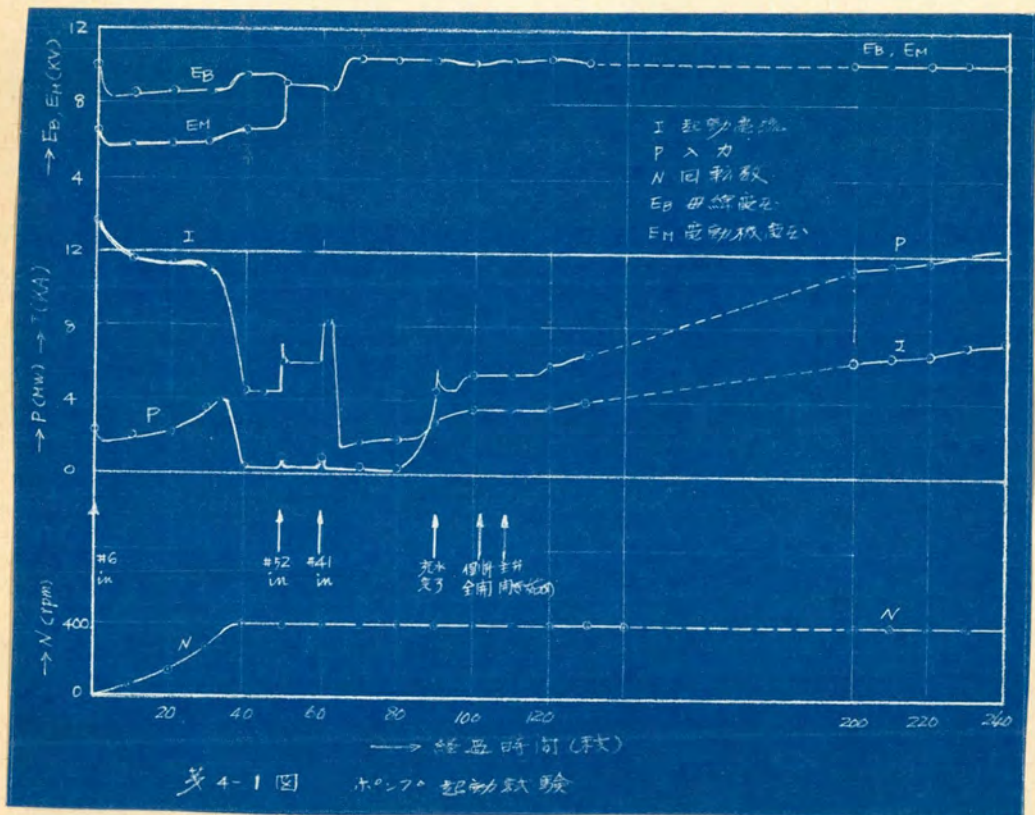
図におけるスイッチ番号は第1-3図に示す通り

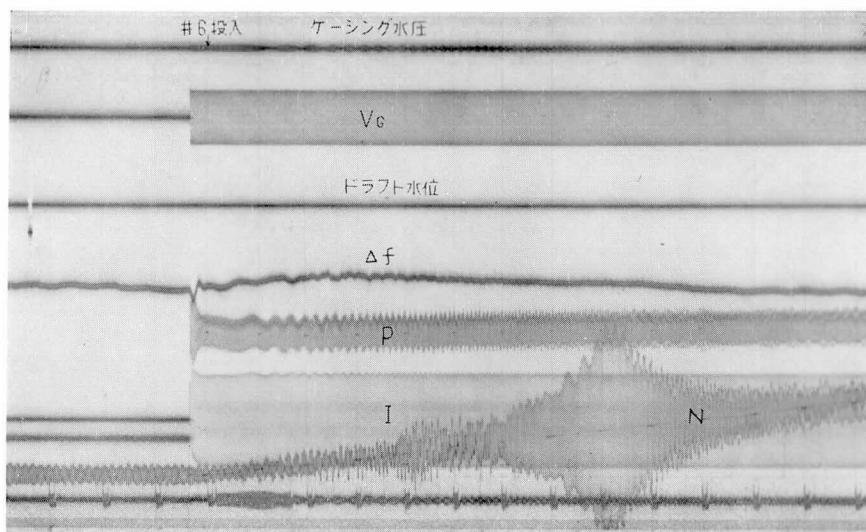
- #6: 一起動用遮断器 (低電圧供給)
 #52: 一 並列用遮断器 (全電圧供給)
 #41: 一 界磁開閉器 (界磁電流供給)

を示すものである。

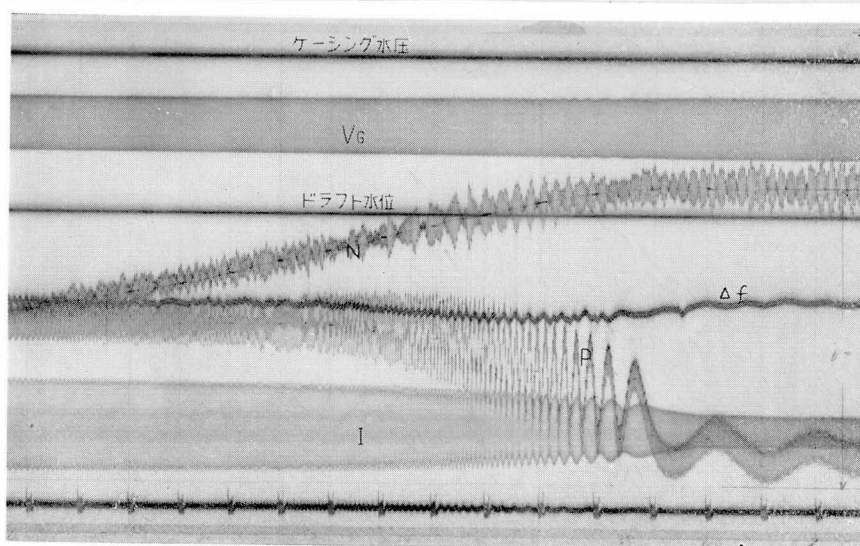
定格電圧に切替えると滑りは極めて小さくなり、#41 を閉じる前にリアクシントルクにより同期に引き入れられる。この場合磁極が正位相で同期する機会と、ノ極ずれて逆位相で同期する機会とはほぼ同一確率で発生する。

図のオツシログラムは逆位相で同期していた場合であり、励磁を与えることにより電機子電流は一度増加してから約6秒後に正位相迄引きもどされ無負荷電流に落ち着いている。正位相で同期している場合に励磁を与えると電機子電流はそのまま無負荷電

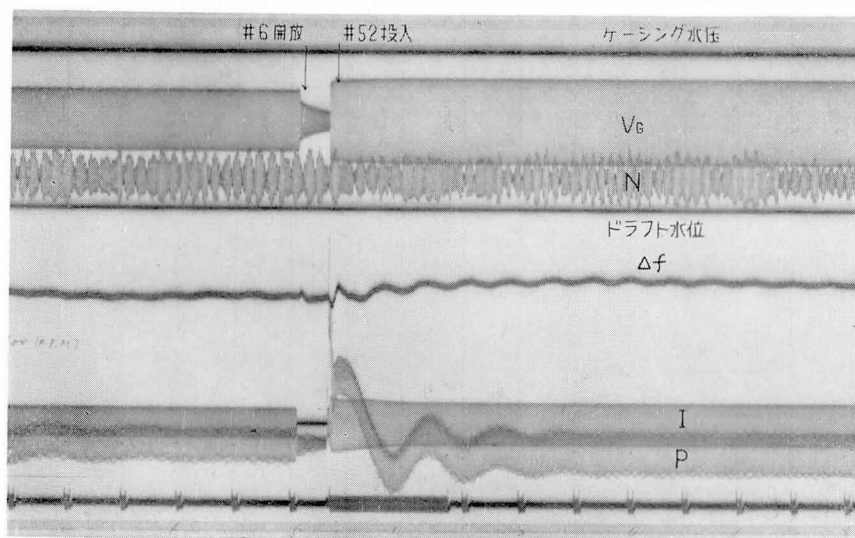




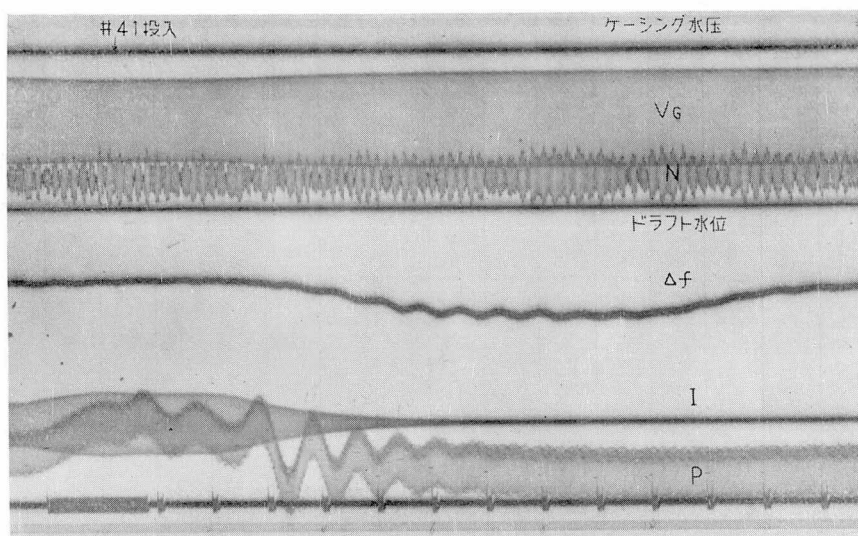
第4-2図(1) # 6 投 入 時 オ ッ シ ロ (大森川発電所)



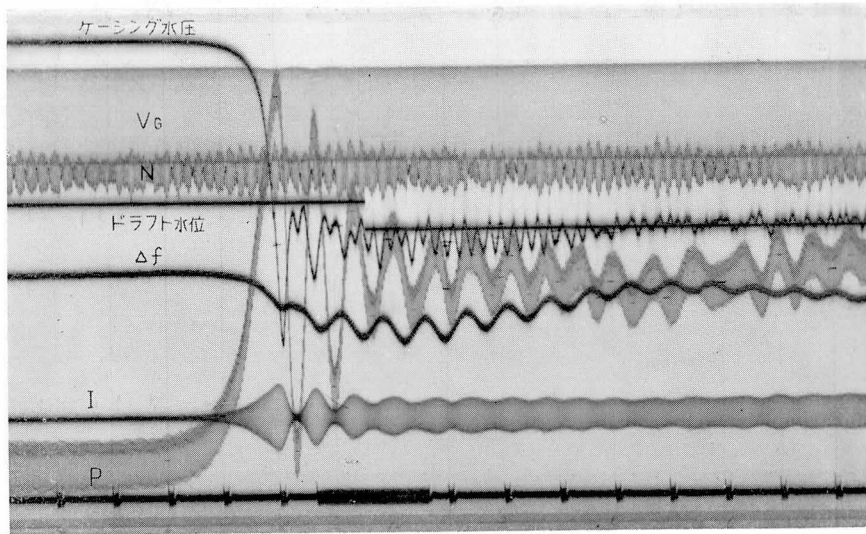
第4-2図(2) 同 期 速 度 附 近 オ ッ シ ロ (大森川発電所)



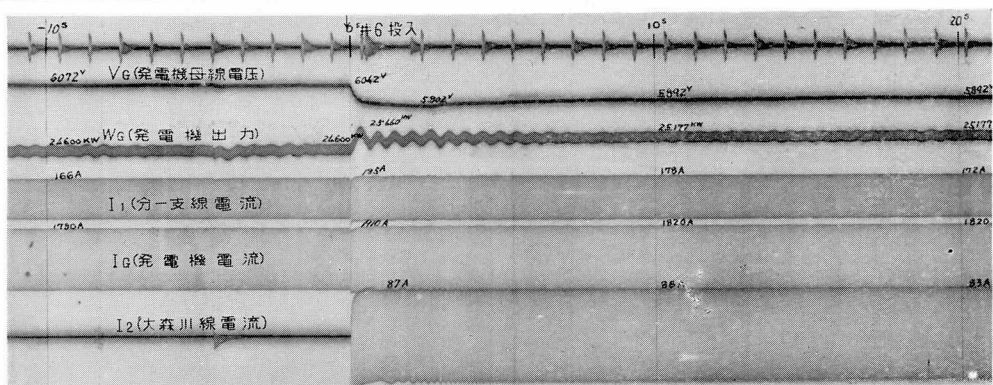
第 4-2 図 (3) 並列時 オツシロ (大森川発電所)



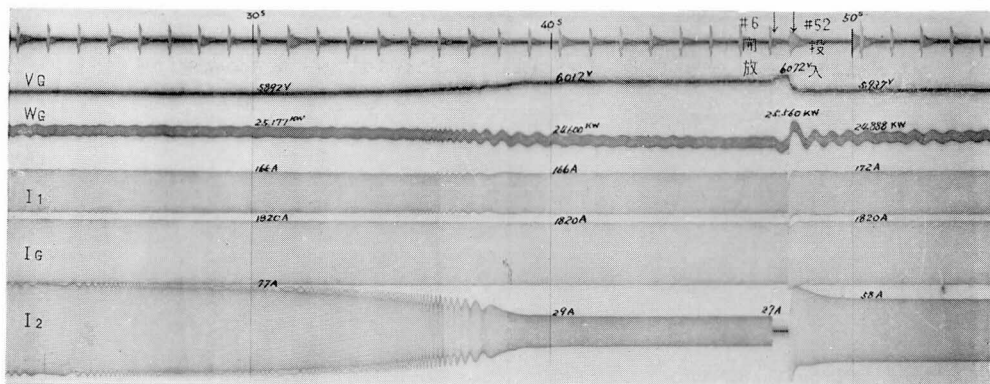
第 4-2 図 (4) # 41 投入時 オツシロ (大森川発電所)



第4-2)図 (5) 充水時オツシロ (大森川発電所)

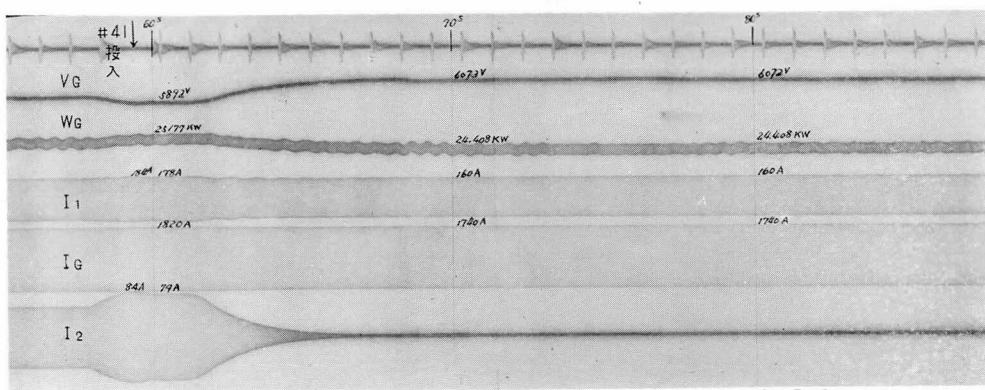


第4-3図 (1) # 6 投入時オツシロ (分水カ一発電所)



第4-3図 (2)

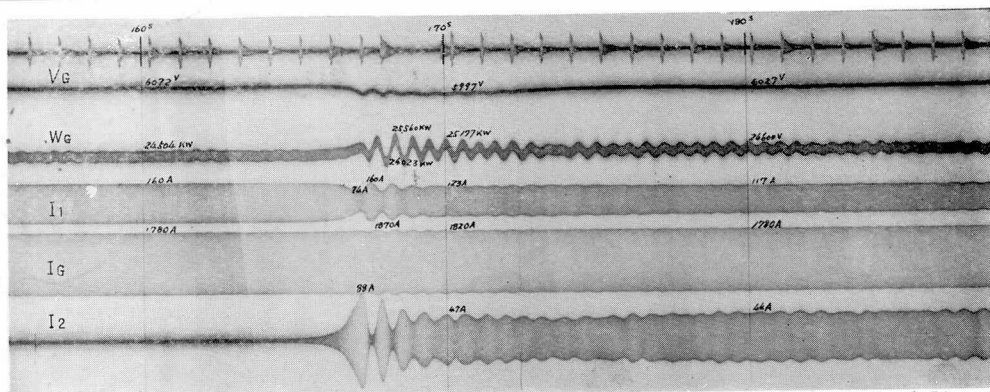
5 2 投 入 時 オ ッ シ ロ (分水ホ-発電所)



第4-3図 (3)

4 1 投 入 時 オ ッ シ ロ

(分水ホ-発電所)



第4-3図 (4)

#

充 水 時 オ ッ シ ロ

(分水ホ-発電所)

流まで急減する。

所内母線電圧は電動機が同期に引き入れられる迄は約15~10%の降下を示すが、この間補機について何等異常は認められなかった。

系統の電圧降下は地点によって異なるが、何れも系統には大して影きようはない。四国地方の主要発電所である松尾川第二発電所の60KV母線電圧について見ると、#6投入時約1%、#52投入時約0.8%程度の電圧降下を示したに過ぎない。

系統周波数低下は最大約0.085Hz程度で、系統の自動周波数調整装置によって急速に復帰している。

ケーシング内の空気を徐々に排気して、水面を次第に上昇させて行く時、水面がランナーに接触し始めると空気は急速に排出されケーシングは急速に充水されて水圧が確立する。この水圧確立速度、従って電動機負荷の増加速度は排気速度即ち水面上昇速度では制御出来ないで、ほぼ一定の速さ(約2~3秒)で水圧が確立するものの様である。水圧確立時の現象が第4-2図のオシログラムから分る通り最も激しいショックを伴う。この時電動機の入力、電流とも急増するが、所内母線電圧の降下は殆んどなく、又系統周波数低下は約0.14Hz程度であった。

ポンプ停止の場合は特に問題となる様な現象は認められない。系統周波数は#52開放時約0.27Hz上昇した程度である。

第4節 起 動 電 流

電動機は起動中誘導電動機と考えられるが、界磁巻線は起動中異常電圧抑制のため放電抵抗で短絡されるので二次回路を形成する。従って電動機端子より見たインピーダンスは直軸分と横軸分

とで異り、起動電流及び起動トルクを脈動せしめることになる。

今取扱いを簡単にするため界磁巻線の放電抵抗値が高く、この回路を無視し得るものとするれば、直軸分と横軸分のインピーダンスは近似的に等しいと考えられるので、起動中の電動機の等価回路は第4-4図の様に考えられる。

図において

R_a :— 電機子巻線の抵抗

X_ℓ :— 電機子漏洩リアクタンス

X_{ad} :— 直軸電機子反作用

R_D :— 制動巻線抵抗 (ノ次側換算値)

X_D :— 制動巻線漏洩リアクタンス (ノ次側換算値)

S :— 滑り

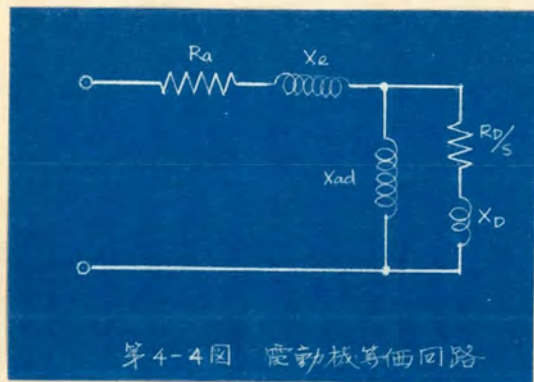
とする。 R_a は極めて小さく、これを無視すれば、電動機端子より見たインピーダンス Z は

$$Z = \frac{(R_D/S) X_{ad}^2}{(R_D/S)^2 + (X_{ad} + X_D)^2} + j \left[X_\ell + \frac{(R_D/S)^2 X_{ad} + X_{ad} X_D (X_{ad} + X_D)}{(R_D/S)^2 + (X_{ad} + X_D)^2} \right] \quad (4-1)$$

となる。起動電流は上記インピーダンスによって定まると考える。

大森川発電所の場合について (4-1) 式から起動電流を計算

して見る。工場試験記録及び設計値を参照して、諸定数を次の様に定める。但し %リアクタンスは 11 KV、14000 KVA をベースとする。



第4-4図 電動機等価回路

$$X_L = 18\% = 1.55 \Omega$$

$$X_{ad} = 87\% = 7.52 \Omega$$

$$X_D = 13\% = 1.12 \Omega$$

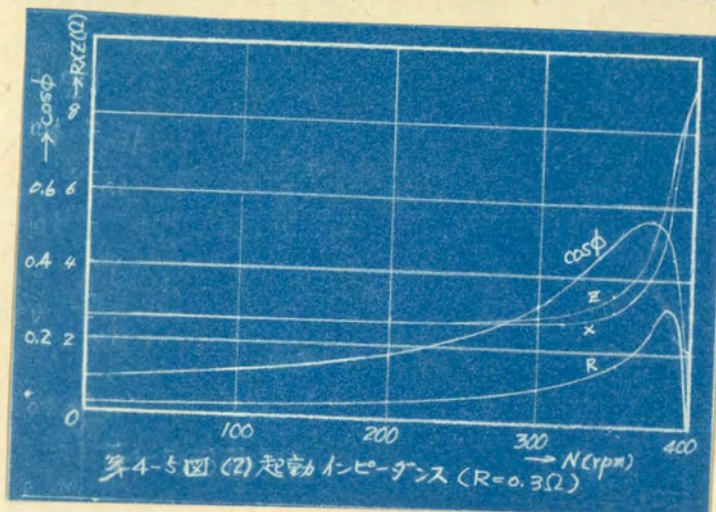
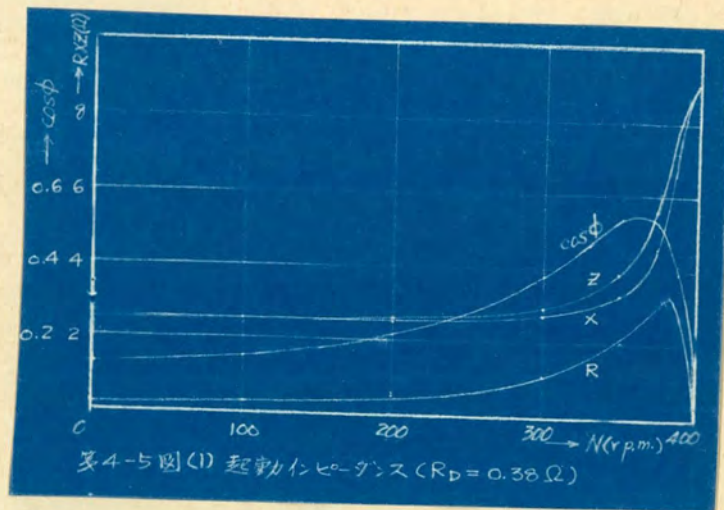
又 R_D は次節に述べる通り

$$R_D = 0.38 \Omega \quad 0.30 \Omega$$

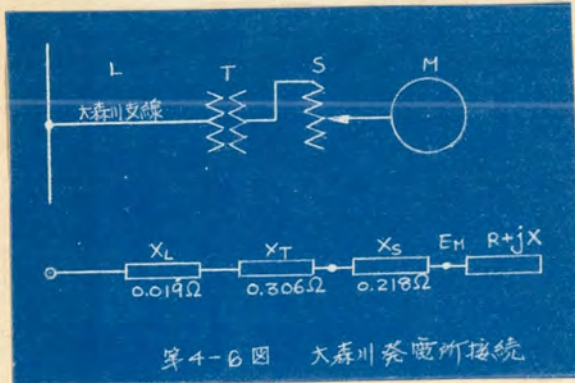
の2通りについて求める (4-1) 式を

$$Z = R + jX$$

とおき $R_D = 0.38 \Omega$ $R_D = 0.30 \Omega$ の場合について求めた
 R , X , Z , $\cos \phi = R/Z$ の値を第4-5図に示す



大森川発電所は大森川支線（ 110KV ）によって分水第一発電所 110KV 母線に接続されている。第4-6図に示す様に大森川



支線、主要変圧器、起動用変圧器のリアクタンスを夫々 X_L 、 X_T 、 X_S としこれらを起動用変圧器二次側電圧のベースに換算すると、

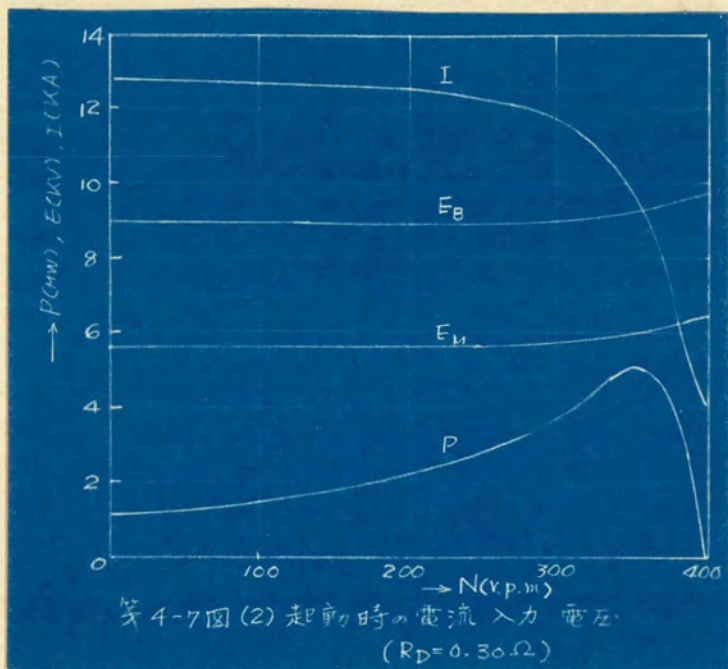
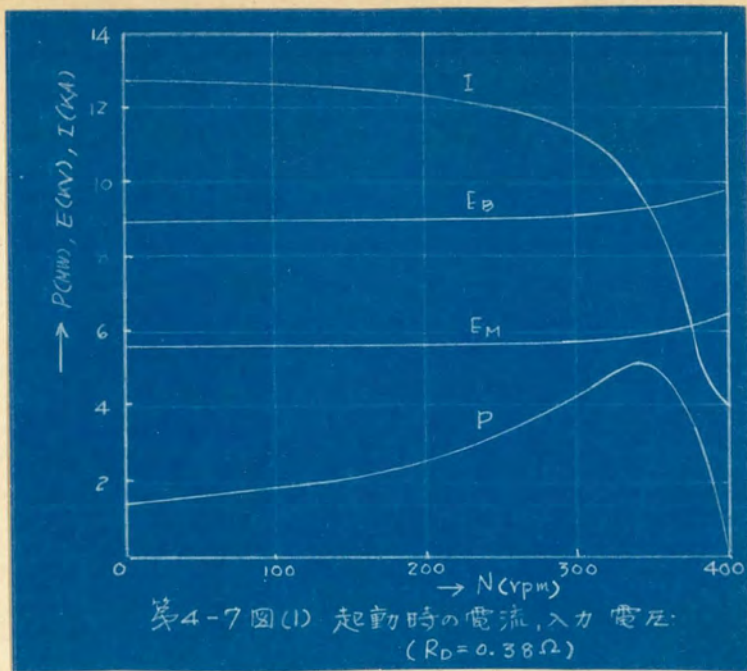
$$X_L = 0.019 \Omega$$

$$X_T = 0.306 \Omega, \quad X_S = 0.218 \Omega$$

となる。大森川発電所における起動試験は起動用変圧器最高タップ（ 7.47KV タップ）、主要変圧器低圧側電圧 110KV で行われた。そこで第4-6図の状態において、分水第一発電所母線を無限大母線と仮定し、この点の電圧を 6.8KV （主要変圧器低圧側換算 110KV ）とした場合の電動機電流 I 、電動機入力 P 、所内母線電圧 E_B 、電動機端子電圧 E_M を計算すると第4-7図の様になる。

計算結果と実測結果を比較すると第4-10図の様になる。図の実線は第4-1図と同じ実測結果であり、点線は $R_D = 0.38 \Omega$ の場合、鎖線は $R_D = 0.3 \Omega$ の場合の計算結果（第4-7図）を次節の計算による速度上昇曲線から時間に対する変化に書きかえたものである。

$R_D = 0.3 \Omega$ の場合の計算値は、第4-10図に示す様に実測値に近い値を示して居り、上述の計算方法で起動電流を或る程度予測することが可能である。



第5節 起 動 時 間

電動機の起動中におけるトルクは誘導電動機の場合と同様に考えられる。但し同期機においては空隙がかなり大きいので励磁アドミッタンスはこれを無視出来ない。

今第4-4図の等価回路と同じ記号を用い、且つ

E_o :— 端子電圧 (相電圧) V

m :— / 次相数

p :— 極 対 数

f :— 電源周波数 Hz

Y :— 励磁アドミッタンス = $1/X_{ad}$ H

とし、抵抗、リアクタンスの単位を Ω とすれば起動トルク T は

$$T = \frac{E_o^2 m p}{9.8 \times 2 \pi f} \times \frac{(R_o/s)}{\{(R_o/s)(1+X_e Y) + R_a(1+X_d Y)\}^2 + \{(X_e + X_d + X_e X_d Y) - (R_o/s)R_a Y\}^2}$$

Kg-m (4-2)

とおける。次に

GD^2 :— 回転体のハズミ車効果 Kg-m²

T_m :— 機械損、風損などによる負荷トルク Kg-m

N :— 回転数 rpm

とおけば、電動機は次式によって加速される。

$$\frac{\pi \cdot GD^2}{120g} \cdot \frac{dN}{dt} = T - T_m \quad (4-3)$$

$t = t_i$ において $N = N_i$, $T = T_i$, $T_m = T_{mi}$

$t = t_j$ において $N = N_j$, $T = T_j$, $T_m = T_{mj}$

とし

$$\Delta t = t_j - t_i$$

$$\Delta N = N_j - N_i$$

$$T_{av} = \frac{1}{2} \left\{ (T_i - T_{m_i}) + (T_j - T_{m_j}) \right\}$$

とおけば、 $\Delta \epsilon$ 、 ΔN が小さい範囲では (4-3) 式は近似的に

$$\Delta \epsilon = \frac{\pi \cdot G D^2}{120 g} \cdot \frac{\Delta N}{T_{av}} \quad (4-4)$$

と考えられる。(4-4) 式によって起動時間の数値計算を行うことが出来る。

又 (4-2) 式において R_a は他の項に比べて非常に小さいので、これを無視し、且つ

$$K_1 = \frac{E_o^2 m p}{2.8 \times 2 \pi f}$$

$$a = 1 + X_e Y$$

$$X = X_e + X_D + X_e \cdot X_D \cdot Y$$

とおけば起動トルク T は

$$T = K_1 \cdot \frac{S R_D}{a^2 R_D^2 + S^2 X^2} \quad (4-5)$$

となる。負荷トルク T_m は発生トルク T に比べて小さいので、これを無視し、且つ

$$K_2 = \frac{\pi \cdot G D^2}{120 g}$$

$$N = N_o (1 - S), \quad N_o : \text{— 規定回転数}$$

とおけば、(4-3) 式は近似的に

$$- N_o K_2 \frac{dS}{d\epsilon} = K_1 \frac{S R_D}{a^2 R_D^2 + S^2 X^2}$$

となり、 $\epsilon = 0$ において $S = 1$ なる初期条件のもとにこれを解けば

$$t = N_0 \frac{K_2}{K_1} \left[\frac{X^2}{2R_D} (1 - S^2) + a^2 R_D \log \left(\frac{1}{S} \right) \right] \quad (4-6)$$

となる。(4-6)式によって大体の起動時間を推定することが出来る。

大森川発電所の場合について、上述より起動時間を計算して見る。前節の数値の外に、工場試験記録及び設計値より、諸定数を次の様に定める。

$$R_a = 0.039 \Omega$$

$$E_0 = 5500 / \sqrt{3} \text{ V}$$

$$GD^2 = 151000 \text{ kg-m}$$

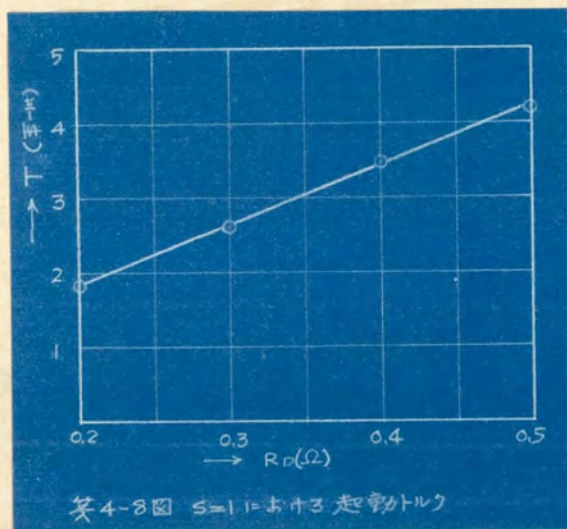
$$P = 9 \quad m = 3$$

$$f = 60 \text{ 周} \quad N_0 = 400 \text{ rpm}$$

又工場における拘束試験の結果から、~~起動電圧5500Vにおいて起動トルク~~、起動電圧5500Vにおいて起動トルク $T_{st} = 3.26 \text{ 重-m}$ と算定された。一方(4-2)式に前記数値を適用し、 $S=1$ とにおいて R_D と T との関係を求めると、第4-8図のようになる。従って $T_{st} = 3.26 \text{ 重-m}$ とすれば $R_D = 0.38 \Omega$ である。又比較のため

に $R_D = 0.3 \Omega$ の場合についても考える。これは起動トルクが上記の値の約80%に相当する。

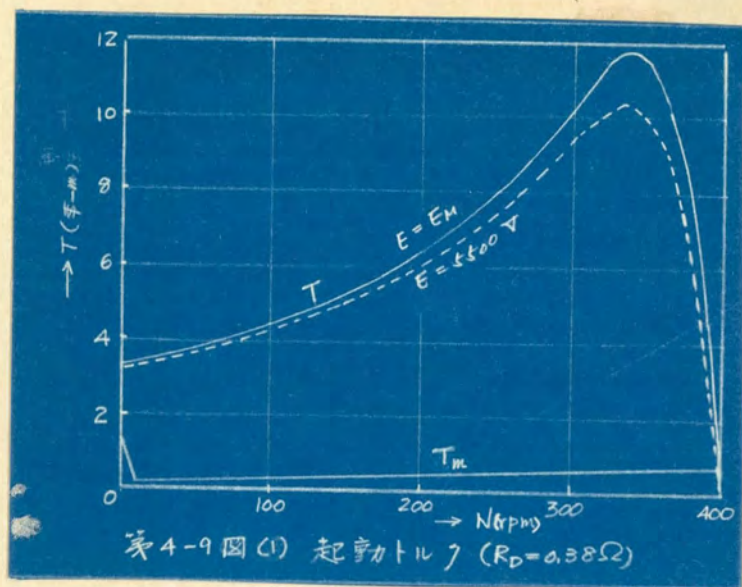
そこで前記数値を(4-2)式に適用して、 $R_D = 0.38 \Omega$ 及び $R_D = 0.3 \Omega$ の

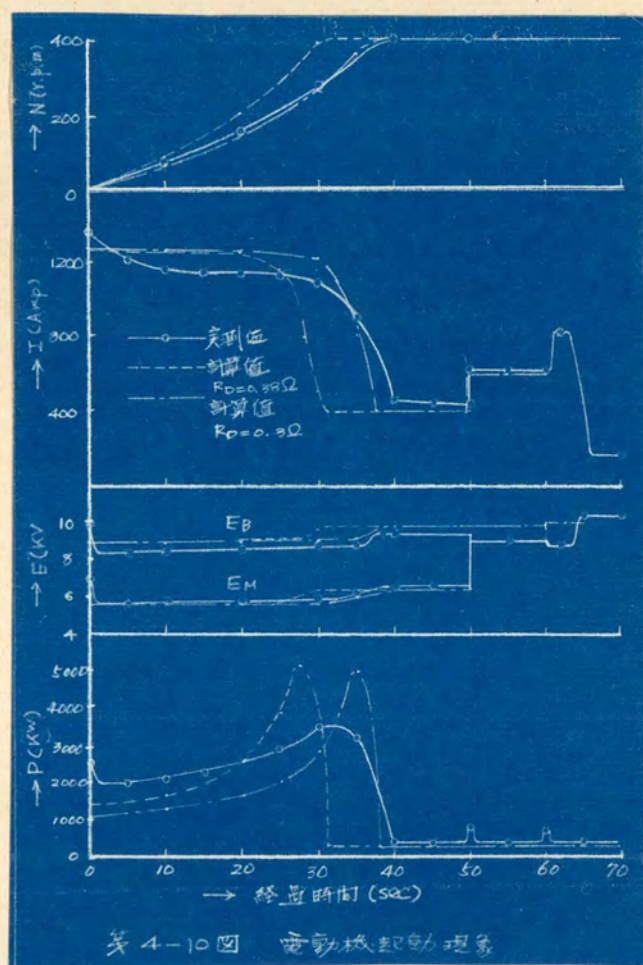
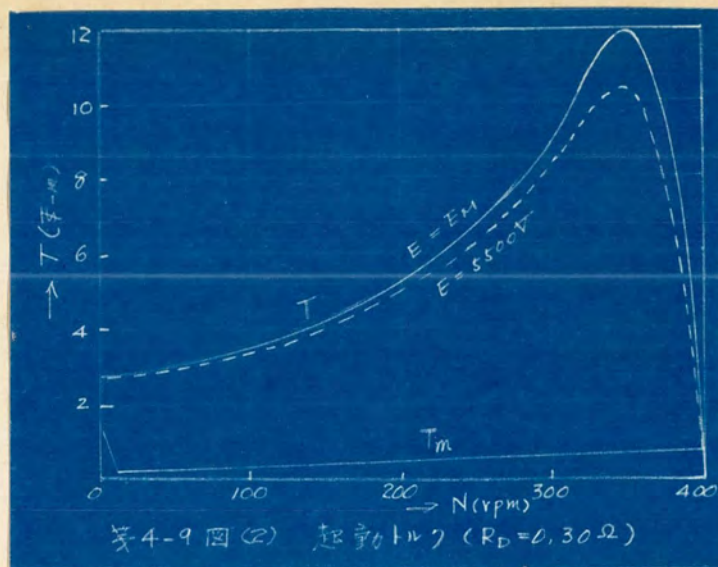


場合につきトルクを求めると第4-9図の点線の様になる。この値を第4-7図に示す電動機電圧 E_M に換算したものが第4-9図の実線である。

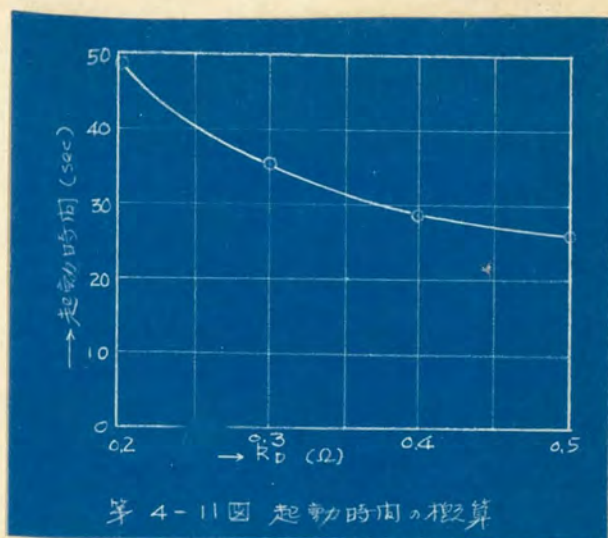
又負荷トルクは起動瞬時には推力軸承の摩擦トルクのためかなり大きく(定格トルクの約3.5%)、起動して軸承面に油膜が形成されると、摩擦トルクは急減し、速度の上昇と共に負荷トルクは増大し、定格速度においては電動機の機械損に相当する値を取る。これを工場試験記録などから第4-9図の T_m の様に仮定し、(4-4)式より速度上昇曲線を求めたものを第4-10図に示す。

図の実線は第4-10図と同じ実測結果で点線は $R_D = 0.38 \Omega$ 鎖線が $R_D = 0.3 \Omega$ に対する計算結果である。 $R_D = 0.3 \Omega$ の場合の計算値は実測値に近い値を示して居る。





又(4-6)式
に前述の数値を適
用し、速度が規定
値の99%になる
迄の時間を求める
と第4-11図の様
になる。大略前記
計算結果に近い値
を示して居り、起
動時間を概算する
場合は(4-6)



第4-11図 起動時間の概算

式によって求め得ることが判る。

第6節 運転時の振動

ポンプは水車に比べて振動が発生し易いと言はれている。ポンプタービンにおいても運転時の振動と言うことは重要な問題の一つである。製作、据付などに先立って振動の発生する場所や程度を予測することはかなり困難である。大森川発電所のポンプタービンにおいては Hiwassee 発電所の例にならい、ポンプ運転中ガイドベーンの軸を所定開度の位置で固定する装置を設けた外、据付に当っては振動発生のおそれがあると思われる個所をすべて基礎に強固に固定するなどの処置を取った。

運転の結果異常と思われる様な振動は何処にも発生しなかった。又ポンプ運転中上記ガイドベーン固定装置を外して、ガイドベーンの閉閉を行って見たが特に異常は認められなかった。

第4-1表、4-2表に大森川発電所におけるポンプ運転中及び水車運転中の振動測定記録を示す。水車運転中よりもポンプ運転中の方が若干振動が多い様であるが、殆んど問題とするに足り

ない。振動測定箇所は比較的振動が多いと思われる箇所を選んだ。特にカップリングカバーは一端が自由端であり、この自由端の振動を測っているので振動が他より多いのは当然である。又ドラフトチューブの振動も測定したが振動計には殆んど現われなかった。第4-1表、第4-2表中Vは垂直方向の、Hは水平方向の振動であり、使用した測定器は三菱製バイブロメーター、及び明石製電気式振動計である。

尚ポンプの入力が遮断されて逆流領域に入るとかなり激しい振動を伴うが、ごく短時間なので問題はない。

第4-1表 ポンプ運転時振動測定記録(単位 $\text{}/100\text{ mm}$)

運 転 条 件	測定器	ガイド ベーン 開 度 %	測 定 点					
			軸承カバー		カップリングカバー		ゲートリング	
			V	H	V	H	V	H
並 列 空 転	バイブロメ-7	5	0~1	0	0~1	0	0~1	0
揚程約 90~92m 押入約 9m ポンプ運転	"	15	5~10		5~10			
		50	2					
		55	2					
		60	2					
		65	2~3					
		70	3~4					
		75	3~4					
揚程約 110~112m 押込約 15m ポンプ運転	"	60	5	1	3~4	7	5	0~1
		70	2	1	6	4		
		75	2~3	1~2	5~8	3~4	2~3	1~2
揚程・押込・全上 ポンプトリップ時 最大値	"	40			23			
		60			30~45			
		70			15~35			

第4-2表 水車運転時振動測定記録(単位 $1/100 \text{ mm}$)

運 転 係 件	測定器	水 車 出力 kW	測 定 点					
			軸承カバー		カップリングカバー		ゲートリング	
			V	H	V	H	V	H
落差約105~110m 押込約 15 m 水 車 運 転	電気式	3000	0.8~2	0.2~0.3	1~1.5	1~1.5	0.5~1.8	0.15~0.25
		6000	0.2~0.5	0.1~0.15	0.5~0.9	0.5~1.4	0.28~0.4	0~0.1
		9000	0.14~0.24	0.06~0.1	0.3~0.6	0.6~1.4	0.22~0.38	0.06~0.1
		12000	0.19~0.24	0.12~0.16	0.58~0.8	0.6~0.98	0.3~0.36	0.14~0.16

第7節 結 言

ポンプタービンの運転に關して最も重要な問題はポンプの起動法である。ポンプ起動法には種々の方法が考えられるが比較的簡単なため自己起動法が最もよく採用されている。この方法は系統にかなりショックを与えることが予想される。

この場合の起動電流、起動時間などは比較的簡単な計算で實際に近い値を推定し得ることが、大森川発電所におけるポンプ起動試験の結果明らかとなった。

尚ポンプタービンの運転上重要な問題の一つである運転中の振動についても大森川発電所の運転結果は何等問題ないことを示した。

第5章 ポンプ入力遮断時の過渡現象

第1節 緒言

水車運転中に負荷が遮断されると、調速機によりガイドベーンが閉鎖され、流量が急減する結果、サージタンクは水位上昇を、水圧鉄管は水圧上昇を伴う。この場合水車回転数は一度上昇するが短時間の後に規程回転数に復帰する。従って水車流量変化をガイドベーンの閉鎖運動に相似な直線的変化と見做して、サージタンクの水位変動、水圧鉄管の水圧変動を計算しても大して誤りのないことが認められ一般に慣用されている。

ポンプ運転中に入力が遮断されると、ポンプ回転数が急激に低下し、揚水量が急減する結果、サージタンクは水位降下を、水圧鉄管は水圧降下を伴う。この場合保護装置により、ガイドベーン又は吐出弁を閉鎖してポンプを停止せしめるが若しガイドベーン又は吐出弁が閉鎖しなければ、ポンプは正回転、逆流の制動領域を経て逆回転、逆流の水車領域における無拘束状態に至り、サージタンクは激しい水位降下を伴う。

ポンプ揚水量の変化は回転数の変化に大きく影響される。回転数が低下すると揚水量が減少する。その結果サージタンクの水位及び水圧鉄管の水圧が降下し、従って揚程が減少する。即ち揚水量は、その変化によって生ずる揚程の変化と、回転数の変化とがポンプ特性を満足する様に変化する。又回転数と揚水量との変化がポンプトルクの変化を伴いこれが回転数変化の原因となる。

従ってこの場合の現象を解析するには、ポンプのポンプ領域、制動領域、水車領域に亘る全般特性を使用しなければならない。

以下ポンプ入力遮断時の上記過渡現象の解析、その解析に必要な

第2節 計算法

Figure 5-1: Schematic diagram of a pump system. The diagram illustrates the flow of water from a reservoir through a pump (F) and a pipe system. Key parameters and components labeled include:

- H_0 : Pump head
- L : Pipe length
- H : Head loss in the pipe
- H_r : Reservoir water level
- ΔH : Head difference between the reservoir and the pump outlet
- A : Valve or control point
- V : Flow velocity
- F : Pump
- M : Point of connection to the vertical section
- N : Point of connection to the vertical section
- $G D^2$: Pipe diameter

F :— 水槽断面積

L :— 隧道全長

A :— 隧道断面積

V :— 隧道内流速 (図の矢印の方向を正とする)

Q :— ポンプ揚水量 (" ")

N :— ポンプ回転数 (ポンプ回転方向を正とする)

GD^2 :— ポンプ系回転体のハズミ車効果

M :— ポンプ回転力

λ :— 水路の損失係数

とすれば、水路系に関して

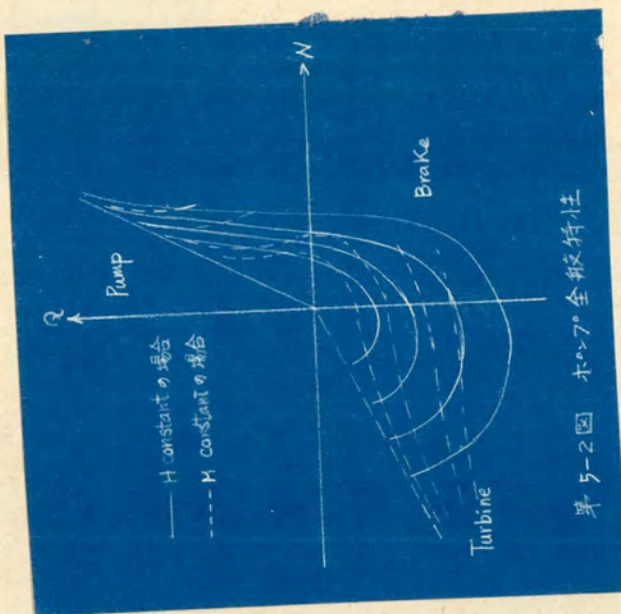
$$\frac{L}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = Y - \lambda V \cdot |V| \quad (5-1)$$

$$F \cdot \frac{dY}{dt} = Q - AV \quad (5-2)$$

が成立する。但し $|V|$ は V の絶対値を表わすものとする。

回転体に関しては、ポンプ入力が遮断された状態では

$$\frac{\pi \cdot GD^2}{120g} \cdot \frac{dN}{dt} = -M \quad (5-3)$$



が成立する。又水圧鉄管内の損失水頭を無視すればポンプ揚程は $H + \Delta H$ であり、これと Q 、 M 、 N とは第5-2図に示す様な全般特性、即ち

$$\left. \begin{aligned} H + \Delta H &= f_H(Q, N) \\ M &= f_M(Q, N) \end{aligned} \right\} \quad (5-4)$$

を満足しなければならない。

但し上式において

$$H = H_r + Y \quad (5-5)$$

である。又水槌作用による水圧上昇 ΔH は R. M. Peabody 氏の用いた方法が便利なので、これによることとする。即ち

ΔQ :— 水圧鉄管内流量の変化

a :— 水圧鉄管内圧力波の伝播速度

L_p :— 水圧鉄管直長

A_p :— 水圧鉄管断面積

とすれば

$$\Delta H = \frac{a}{g} \cdot \frac{\Delta Q}{A_p} \quad (5-6)$$

であり、この水圧変化 ΔH は管内を a なる速度で伝播し水槽自由表面で反射してポンプ迄帰って来る。この圧力波の往復に要する時間 T_0 は

$$T_0 = \frac{2L_p}{a} \quad (5-7)$$

である。現象の起る直前における値を添字 0 で、又この時刻から時間間隔 T_0 おきに数えて Z 番目の時刻における値を添字 Z を附して表わせば

$$\Delta H_Z = \frac{a}{gA_p} (Q_Z - Q_0) - 2 \sum \Delta H_{Z-1} \quad (5-8)$$

で与えられる。

ポンプ入力遮断時の過渡現象を解くには (5-4)、(5-5)、(5-8) 式の条件の下に (5-1)、(5-2)、(5-3) 式を解けばよい。

第3節 ポンプ全般特性を求める近似法

上記計算には第5-2図 即ち(5-4)式で示されるポンプの全般特性を用いなければならない。

今ポンプ設計上の基準点を

揚程	H_n	揚水量	Q_n
回転力	M_n	回転数	N_n

とし、これを単位として測った揚程、揚水量、回転力、回転数を

$$h_p, \quad q_p, \quad m_p, \quad n_p$$

とする。全般特性を模型試験から正確に求めるには、ポンプ、制動、水車の各領域において、上記各変数間の関係、例えば、 $h_p =$ 一定、 $m_p =$ 一定における $n_p - q_p$ の関係を h_p, m_p をパラメーターとして求めればよいが、所要の範囲に亘りこれを求めることは非常な手数と、大規模な試験設備とを必要とする。

そこで何らかの簡便法を用いざるを得ないが、日立製作所小堀氏が全般特性を求める比較的簡単な方法を発表している。^⑩ これは水力機械における相似則よりの偏差を修正している外、 h_p, m_p を q_p に関する2次式と仮定して

$$h_p = a + b q_p + c q_p^2, \quad m_p = a' + b' q_p + c' q_p^2$$

とおき、係数 a, b, c, a', b', c' は n_p のみによって定まるものとして、模型試験によってこれらの係数と n_p の関係を求め、これによって全般特性を求めるものである。この方法は或る特定の数组の n_p に対する測定を行えばよく、比較的簡単であり、且つ相似則よりの偏差を修正しているのでかなり正確な方法と言える。

しかしながらこの方法に必要な模型試験は、比較的簡単とは云え尚かなり面倒な手順を必要とする。

そこで或る仮定の下にさらに簡単な測定から全般特性を推定する方法について述べる。以下述べる方法は上記の方法よりも精度の点において若干劣るけれども、手数の点においてはかなり簡単であり、前述の過渡現象を取扱うにはこの程度のもので十分な場合が多い。

今或る一定のガイドベーン角度において、次の様に仮定する。
即ち

(1) すべての領域において相似則が成立する。例えば $n_p = 1$ における特性を

$$h_{p1} = f_h(q_{p1}) \quad m_{p1} = f_m(q_{p1})$$

で表わせば任意の n_p においては

$$h_p = n_p^2 f_h\left(\frac{q_p}{n_p}\right), \quad m_p = n_p^2 f_m\left(\frac{q_p}{n_p}\right) \quad (5-9)$$

(2) 水車及び制動領域における特性は h_p, m_p と (q_p/n_p) に關する2次式で表わせる。

(3) $q_p = 0$ 又は $n_p = 0$ においては特性曲線及びその勾配は連続である。

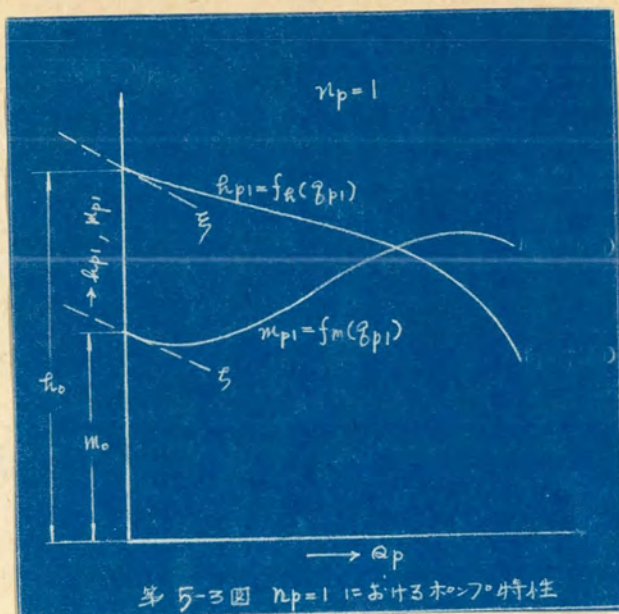
上記仮定の下に或る特定のポンプ特性又は水車特性を知れば、次の様にして全般特性を求めることが出来る。

1. ポンプ領域

$n_p = 1$ におけるポンプ特性を求める。これを例えば第5-3図とすると仮定(1)により任意の n_p におけるポンプ領域の揚程 h_{pp} 、回転力 m_{pp} は

$$h_{pp} = n_p^2 f_h\left(\frac{q_p}{n_p}\right), \quad m_{pp} = n_p^2 f_m\left(\frac{q_p}{n_p}\right) \quad (5-10)$$

となり、これによって n_p をパラメーターとする $h_{pp} - q_p$ 、 $m_{pp} - q_p$ 特性を求めることが出来る。



第 5-3 図から

$$\left. \begin{aligned} f_h(0) &= h_0 & f_m(0) &= m_0 \\ f'_h(0) &= \xi & f'_m(0) &= \zeta \end{aligned} \right\} \quad (5-11)$$

を求めておく。但し f' は f の z_p に関する 1 次導函数とする。

今全般特性上の h_{pp} = 一定曲線の $z_p = 0$ における n_p 軸上の値及び曲線の勾配を夫々

$$h_{pp}(z_p=0), \quad \left(\frac{dz_p}{dn_p} \right) h_{pp}(z_p=0)$$

とし、又他の曲線又は他の点についても同様な表わし方をするものとする。

(5-10) 式において $h_{pp} = \text{一定}$ とすれば

$$2n_p f_h\left(\frac{z_p}{n_p}\right) + n_p^2 f'_h\left(\frac{z_p}{n_p}\right) \left\{ \frac{1}{n_p} \frac{dz_p}{dn_p} - \frac{z_p}{n_p^2} \right\} = 0$$

$z_p = 0$ においては

$$2f_h(0) + f'_h(0) \left(\frac{dz_p}{dn_p} \right) h_{pp}(z_p=0) = 0$$

同様に

$$2f_m(0) + f'_m(0) \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{m_{pp}(q_p=0)} = 0$$

従って全般特性上の $q_p = 0$ における $h_{pp} = \text{一定}$, $m_{pp} = \text{一定}$
 曲線の n_p 軸上の値及び勾配は (5-11) 式を用いて

$$\left. \begin{aligned} h_{pp}(q_p=0) &= n_p^2 h_0 & m_{pp}(q_p=0) &= n_p^2 m_0 \\ \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{h_{pp}(q_p=0)} &= -\frac{2h_0}{\xi} & \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{m_{pp}(q_p=0)} &= -\frac{2m_0}{\zeta} \end{aligned} \right\} \quad (5-12)$$

となる。

2. 制動領域

仮定(1),(2) により制動領域における落差 h_{pb} , 回転力 m_{pb}
 は a, b, c, a', b', c' を定数として

$$\left. \begin{aligned} h_{pb} &= a n_p^2 + b n_p q_p + c q_p^2 \\ m_{pb} &= a' n_p^2 + b' n_p q_p + c' q_p^2 \end{aligned} \right\} \quad (5-13)$$

とおく。上記と同様にして $q_p = 0$ においては

$$\left. \begin{aligned} 2a + b \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{h_{pb}(q_p=0)} &= 0 \\ 2a' + b' \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{m_{pb}(q_p=0)} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5-14)$$

仮定(3)により

$$\begin{aligned} h_{pb}(q_p=0) &= h_{pp}(q_p=0), & \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{h_{pb}(q_p=0)} &= \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{h_{pp}(q_p=0)} \\ m_{pb}(q_p=0) &= m_{pp}(q_p=0), & \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{m_{pb}(q_p=0)} &= \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{m_{pp}(q_p=0)} \end{aligned}$$

従って (5-12), (5-13), (5-14) 式より

$$\left. \begin{aligned} a &= h_0 & b &= \xi \\ a' &= m_0 & b' &= \zeta \end{aligned} \right\} \quad (5-15)$$

又全般特性上の $n_p = 0$ における $h_{pb} = \text{一定}$, $m_{pb} = \text{一定}$
 曲線の q_p 軸上の値及び勾配は同様にして

$$\left. \begin{aligned} h_{pb}(n_p=0) &= C q_p^2 & m_{pb}(n_p=0) &= C' q_p^2 \\ \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{h_{pb}(n_p=0)} &= -\frac{\xi}{2C} & \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{m_{pb}(n_p=0)} &= -\frac{\zeta}{2C'} \end{aligned} \right\} \quad (5-16)$$

3 水車領域

仮定(1)、(2)により水車領域における落差 h_{pt} 、回転力 m_{pt} は α β r α' β' r' を定数として

$$\left. \begin{aligned} h_{pt} &= \alpha n_p^2 + \beta n_p q_p + r q_p^2 \\ m_{pt} &= \alpha' n_p^2 + \beta' n_p q_p + r' q_p^2 \end{aligned} \right\} \quad (5-17)$$

とおく、上記と同様にして、 $n_p = 0$ においては

$$\left. \begin{aligned} \beta + 2r \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{h_{pt}(n_p=0)} &= 0 \\ \beta' + 2r' \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{m_{pt}(n_p=0)} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5-18)$$

仮定(3)により

$$\begin{aligned} h_{pt}(n_p=0) &= h_{pb}(n_p=0), & \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{h_{pt}(n_p=0)} &= \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{h_{pb}(n_p=0)} \\ m_{pt}(n_p=0) &= m_{pb}(n_p=0), & \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{m_{pt}(n_p=0)} &= \left(\frac{dq_p}{dn_p} \right)_{m_{pb}(n_p=0)} \end{aligned}$$

従って (5-16)、(5-17)、(5-18) 式より

$$\left. \begin{aligned} r &= C & \beta &= \xi \\ r' &= C' & \beta' &= \zeta \end{aligned} \right\} \quad (5-19)$$

今 $h_{pt} = 1$ における水車特性上 3 点の値、例えば

$$\left. \begin{aligned} \text{基準点} & \quad n_p = -1, \quad q_p = -q_n, \quad m_{pt} = m_n \\ \text{拘束点} & \quad n_p = 0, \quad q_p = -q_c, \quad m_{pt} = m_c \\ \text{無拘束点} & \quad n_p = -n_r, \quad q_p = -q_r, \quad m_{pt} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (5-20)$$

を模型試験により得たものとする。この値を (5-17) 式に代入して各定数を求めると、

$$\left. \begin{aligned}
 \alpha &= \frac{g_n(g_c^2 - g_r^2) - n_r g_r(g_c^2 - g_n^2)}{n_r g_c^2 (n_r g_n - g_r)} \\
 \beta &= \frac{n_r^2 (g_c^2 - g_n^2) - (g_c^2 - g_r^2)}{n_r g_c^2 (n_r g_n - g_r)} \\
 \gamma &= \frac{1}{g_c^2} \\
 \alpha' &= \frac{m_c g_n g_r (n_r g_n - g_r) - m_n n_r g_c^2 g_r}{n_r g_c^2 (n_r g_n - g_r)} \\
 \beta' &= \frac{m_n n_r^2 g_c^2 - m_c (n_r^2 g_n^2 - g_r^2)}{n_r g_c^2 (n_r g_n - g_r)} \\
 \gamma' &= \frac{m_c}{g_c^2}
 \end{aligned} \right\} (5-21)$$

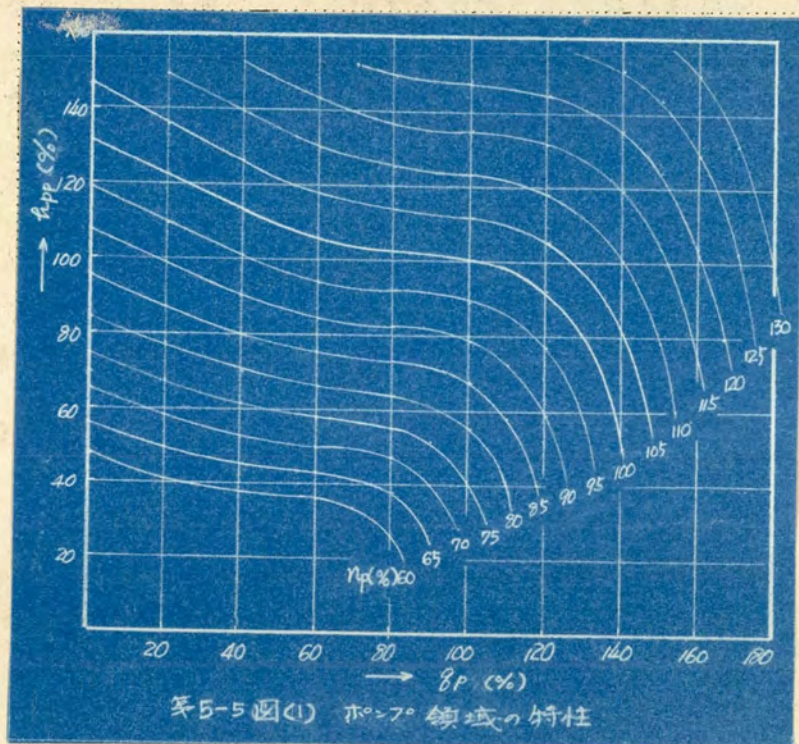
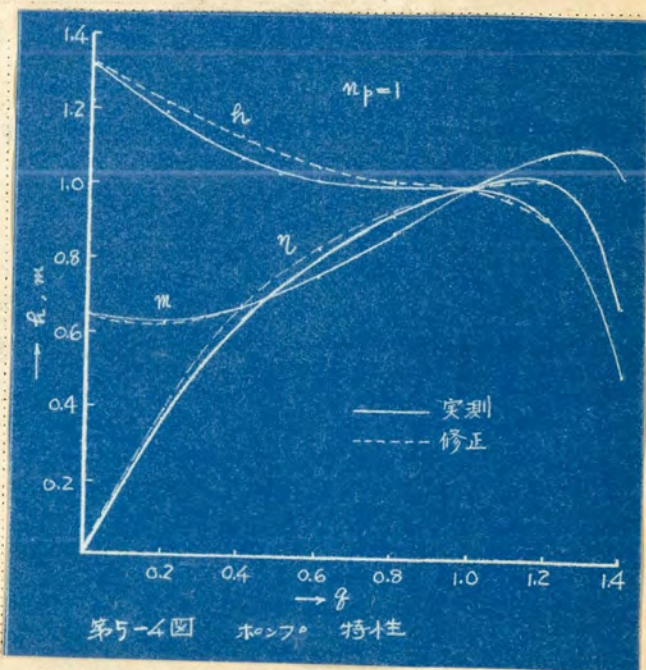
となる。

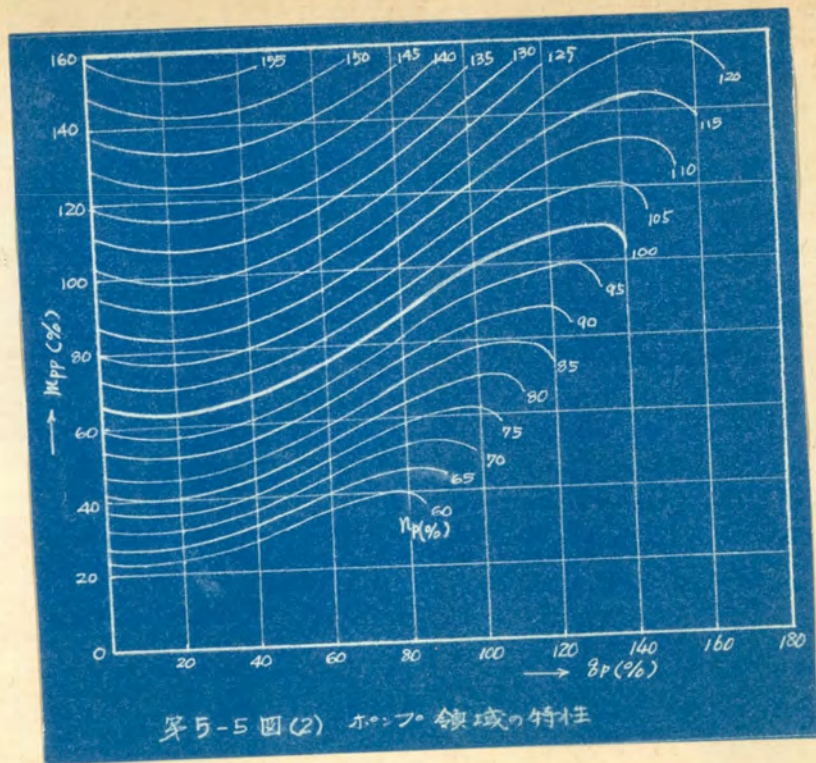
上述の方法によって或るガイドベーン開度に対する全般特性を推定することが出来るが(5-21)式から得られる β 、 β' は(5-19)式から得られる値 ξ 、 ζ (第5-3図ポンプ領域で定まる値)とは必ずしも一致しない。従つて適当な修正を施さなければならない。例えばポンプ領域の特性に重点を置く場合は(5-19)式によつて得られる β 、 β' を用い(2-20)式のうち適当な2点を使用して α 、 γ 、 α' 、 γ' を求めればよく、又水車領域の特性に重点を置く場合は(5-21)式によつて定数を定め、これによつてポンプ領域の ξ 、 ζ を修正するなどの方法を取ればよい。要は全般特性のどの部分を重要視するかによつて適当な修正方法を探るべきである。

次に大森川発電所用ポンプタービンの模型試験の結果を用いて上述の近似法により全般特性を求めて見る。但しガイドベーン開度は7.5%とする。

(1) ポンプ領域

模型試験から得た $n_p=1$ におけるポンプ領域の特性を第5-4図に示す。図の実線が測定結果で点線が後述の様に修正したものである。この修正曲線によって n_p をパラメーターとした q_p-h_{pp} 、 q_p-m_{pp} 特性を第5-5図に示す。





又第5-4図より

$$h_0 = 1.320, \quad m_0 = 0.656$$

を得る。

(2) 水車領域

模型試験の結果から次の様なデーターを得る。即ち

$h_{pt} = 1$ において

基準点 $n_p = -1$ $g_p = -g_n = -1.210$ $m_{pt} = m_n = 0.860$

拘束点 $n_p = 0$ $g_p = -g_c = -1.307$ $m_{pt} = m_c = 1.502$

無拘束点 $n_p = -n_r = -1.246$ $g_p = -g_r = -0.686$ $m_{pt} = 0$

を得る。従って (5-21) 式より

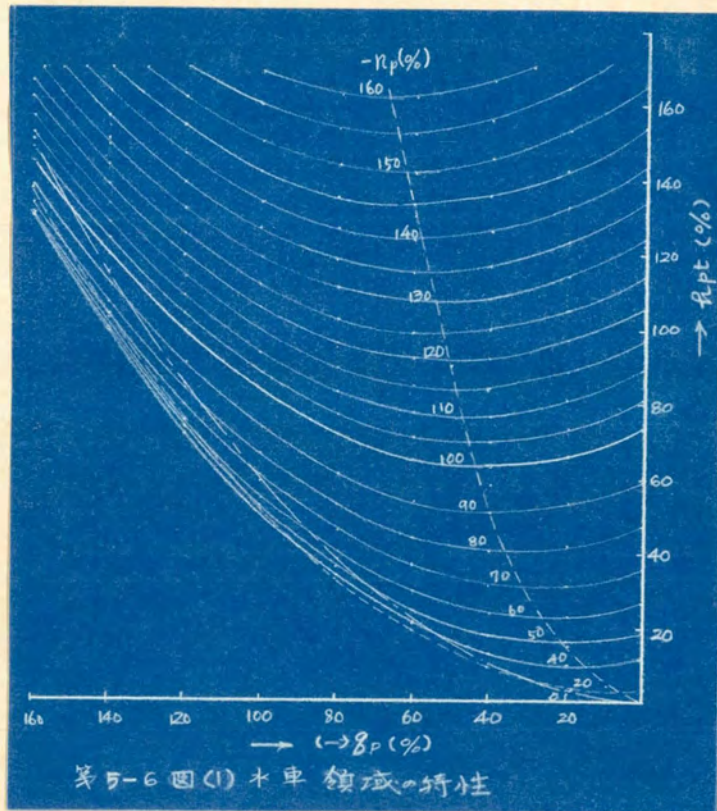
$$\alpha = 0.737 \quad \beta = -0.490 \quad \gamma = 0.585$$

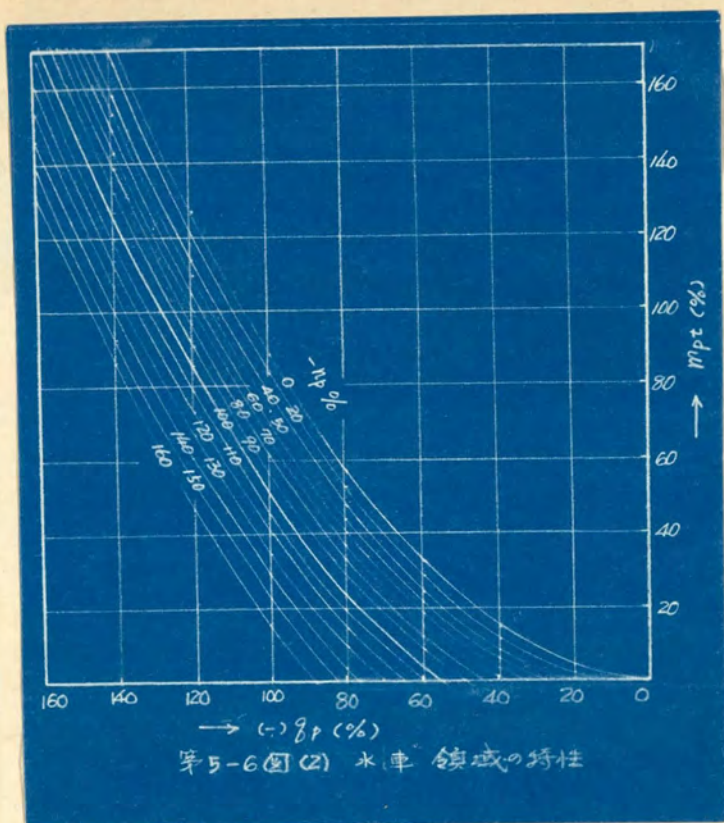
$$\alpha' = -0.133 \quad \beta' = -0.244 \quad \gamma' = 0.879$$

となり水車領域の特性は

$$\left. \begin{aligned} h_{pt} &= 0.737 n_p^2 - 0.490 n_p g_p + 0.585 g_p^2 \\ m_{pt} &= -0.133 n_p^2 - 0.244 n_p g_p + 0.879 g_p^2 \end{aligned} \right\} \quad (5-22)$$

で表わされる。(5-22) 式より n_p をパラメーターとした $g_p - h_{pt}$ 、 $g_p - m_{pt}$ 特性を第5-6図に示す。





(3) 制動領域

(5-15) 式より

$$a = h_0 = 1.320 \quad a' = m_a = 0.656$$

(5-15), (5-19) 式より

$$b = \xi = \beta = -0.490 \quad b' = \zeta = \beta' = -0.244$$

(5-19) 式より

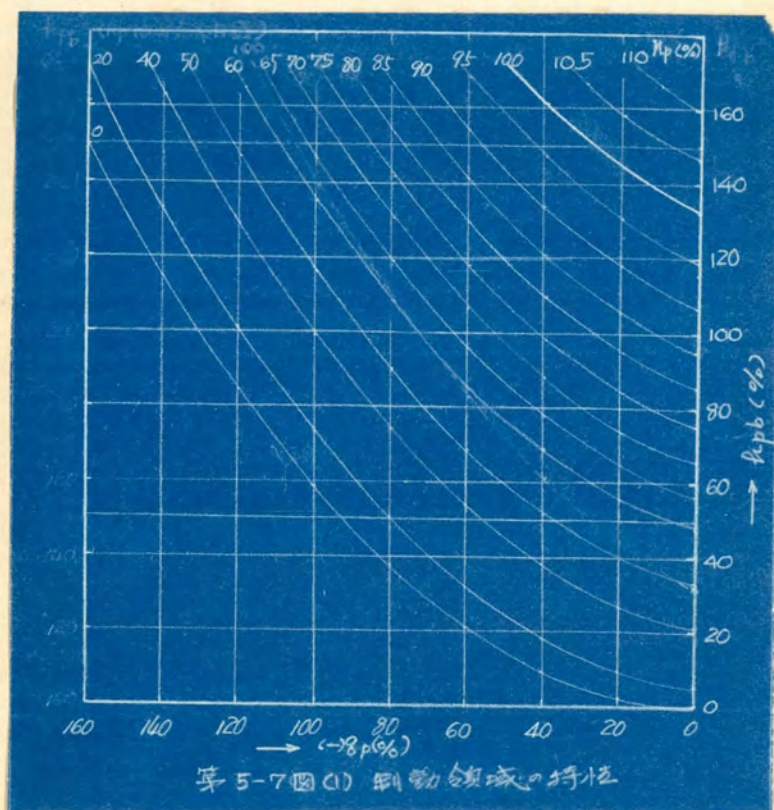
$$c = \gamma = 0.585 \quad c' = \gamma' = 0.879$$

を得る。従つて制動領域の特性は

$$\left. \begin{aligned} h_{pb} &= 1.320 n_p^2 - 0.490 n_p g_p + 0.585 g_p^2 \\ m_{pb} &= 0.656 n_p^2 - 0.244 n_p g_p + 0.879 g_p^2 \end{aligned} \right\} \quad (5-23)$$

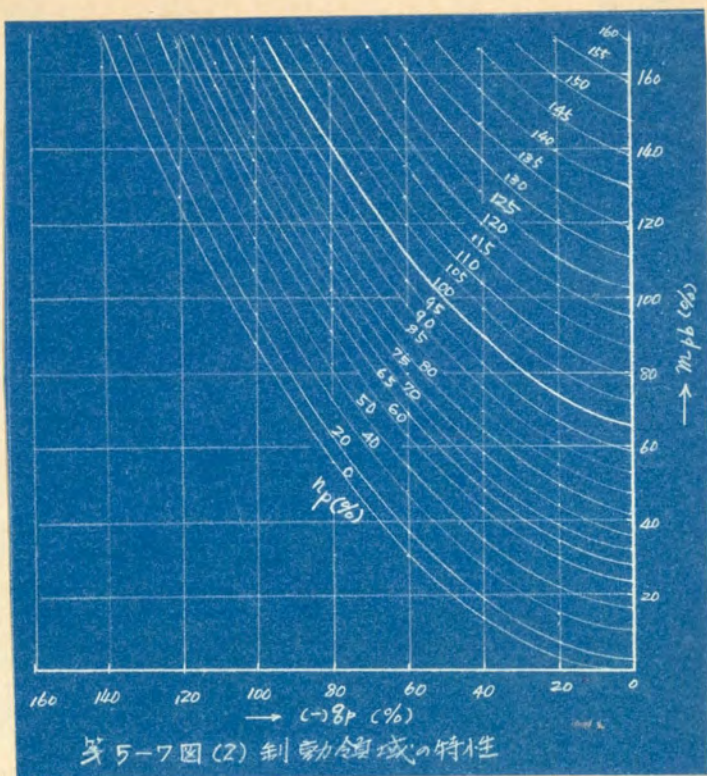
で表わされる。(5-23)式より n_p をパラメーターとした $g_p - h_{pb}$ 、 $g_p - m_{pb}$ 特性を第5-7図に示す。

第5-5図、5-6図、5-7図より求めた全般特性を第5-8図に示す。又実際に詳細な模型試験より求めた全般特性を第5-9図に示す。両者は比較的好く一致して居り、全般特性の使用目的によっては上述の近似法で充分と言える。



上記によって求めた全般特性はポンプ入力が無断してガイドベーンが閉鎖しない場合の過渡現象の計算に使用するのが目的であり、水車領域に入った無拘束状態が比較的重要なので(5-21)式で得た β , β' を用いてポンプ領域の ξ , ζ を修正した。修正に際しては次の様な注意を払つてある。

即ち $n_p = 1$ に対するポンプ特性において、締切点に極めて近い点



$$g_p = \Delta g \quad h_{pp} = h_s \quad m_{pp} = m_s$$

を考え、且つポンプ設計の基準点における効率を単位として測ったポンプ効率を η_p 、上記の点において $\eta_p = \Delta \eta$ とすれば

$$h_s = h_0 + \beta \cdot \Delta g \quad m_s = m_0 + \beta' \cdot \Delta g$$

$$m_p = h_p \cdot g_p / \eta_p \quad \text{であるから}$$

$$m_0 = h_0 / \left(\frac{d\eta_p}{dg_p} \right)_{g_p=0}$$

$$\text{然るに} \quad m_s = h_s \cdot \Delta g / \Delta \eta \quad \text{であるから}$$

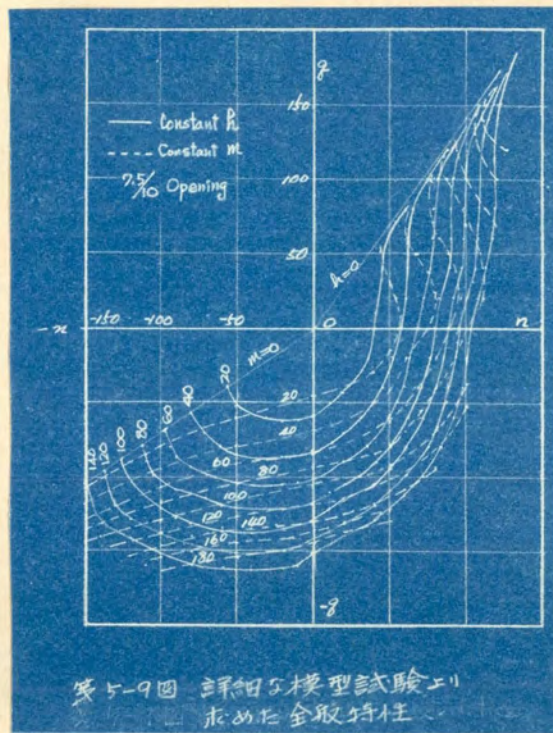
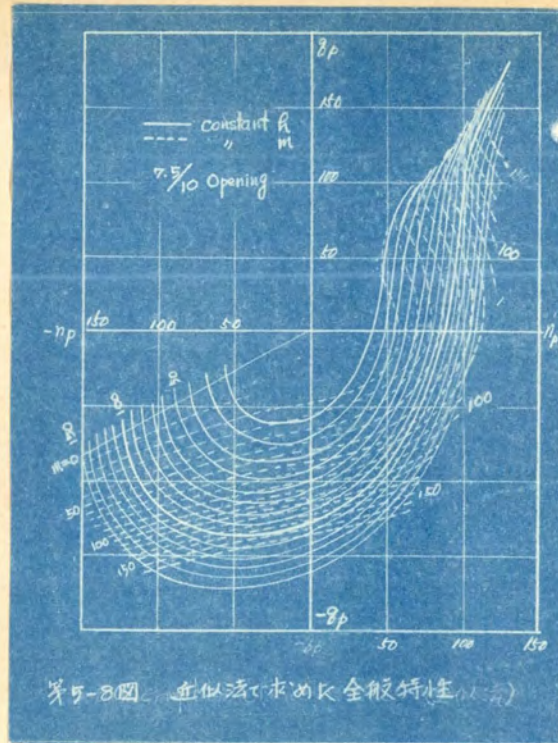
$$\left(\frac{d\eta_p}{dg_p} \right)_{g_p=0} \approx \frac{h_s}{m_s}$$

従って

$$m_0 = \frac{h_0}{h_s} m_s$$

$$\text{又上式から} \quad m_s = (h_0/h_s) \cdot m_s + \beta' \cdot \Delta g \quad \text{であるから}$$

$$m_s = \frac{\beta'}{\beta} h_s$$



第4節 ガイドベーンを閉鎖しない場合の計算例

ポンプ入力が遮断されてもガイドベーンを閉鎖しない場合の過渡現象を、大森川発電所を例に取って計算して見る。

今第2節、第3節と同じ記号を用いることとし、現象の起る直前における値を添字0を附して表わし

$$v = \frac{V}{V_0}, \quad q = \frac{Q}{Q_0}, \quad y = \frac{Y}{Y_0}, \quad n = \frac{N}{N_0}, \quad m = \frac{M}{M_0}, \quad h = \frac{H}{H_0}$$

とおく。又時間を圧力波の往復時間 T_0 を単位として測り

$$\tau = \frac{t}{T_0}$$

とおけば

$$Y_0 = \lambda V_0^2, \quad Q_0 = A V_0$$

なるを以て (5-1), (5-2), (5-3), (5-5) 式は夫々

$$\frac{dv}{d\tau} = K_1 (y - v^2), \quad K_1 = \frac{g Y_0 T_0}{L V_0} \quad (5-24)$$

$$\frac{dq}{d\tau} = K_2 (q - v), \quad K_2 = \frac{Q_0 T_0}{F Y_0} \quad (5-25)$$

$$\frac{dn}{d\tau} = -K_3 m, \quad K_3 = \frac{120 g M_0 T_0}{\pi G D^2 N_0} \quad (5-26)$$

$$h = K_4 + K_5 y, \quad K_4 = \frac{H_r}{H_0}, \quad K_5 = \frac{Y_0}{H_0} \quad (5-27)$$

となる。又 $\Delta h = \Delta H / H_0$ とおけば (5-8) 式は

$$\Delta h_z = K_6 (q_z - 1) - 2 \sum \Delta h_{z-1}, \quad K_6 = \frac{a Q_0}{g A_P H_0} \quad (5-28)$$

となる。ポンプの全般特性を表わす (5-4) 式を

$$\left. \begin{aligned} h_p &= f_A (q_p, n_p) \\ m_p &= f_m (q_p, n_p) \end{aligned} \right\} \quad (5-29)$$

とおけば

$$\left. \begin{aligned} h_p &= (H + \Delta H) / H_n = (H_o / H_n)(h + \Delta h) \\ m_p &= M / M_n = (M_o / M_n) m \\ q_p &= Q / Q_n = (Q_o / Q_n) q \\ n_p &= N / N_n = (N_o / N_n) n \end{aligned} \right\} \quad (5-30)$$

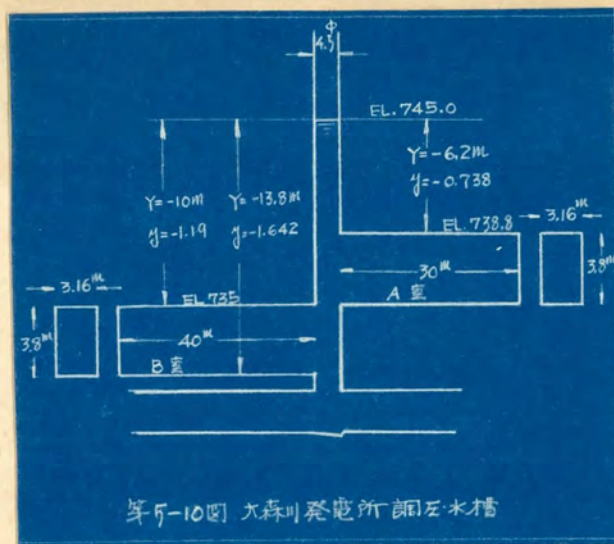
となる。即ち (5-27)、(5-28)、(5-29)、(5-30) 式の条件の下に (5-24)、(5-25)、(5-26) 式を解かなければならないが、これを解くには数値計算による外ない。

大森川発電所について、最低揚程時、即ち大森川貯水池水位最低 (E.L. 745 m)、長沢貯水池水位最高 (E.L. 663.7 m) の場合について計算して見る。

この場合の各定数及び初期条件を

$$\begin{aligned} Q_n &= 10.0 \text{ m}^3/\text{s} & Q_o &= 12.85 \text{ m}^3/\text{s} \\ N_n &= 400 \text{ rpm} & N_o &= 400 \text{ rpm} \\ H_n &= 110 \text{ m} & H_o &= 89.7 \text{ m} \\ M_n &= 31250 \text{ kg-m} & M_o &= 34375 \text{ kg-m} \\ L &= 2464 \text{ m} & A &= 4.64 \text{ m}^2 \\ L_p &= 178.6 \text{ m} & A_p &= 3.5 \text{ m}^2 \\ a &= 902 \text{ m/s} & T_o &= 0.396 \text{ sec} \\ H_r &= 745 - 663.7 = 81.3 \text{ m} \\ Y_o &= H_o - H_r = 8.4 \text{ m} \\ V_o &= Q_o / A = 2.77 \text{ m/s} \\ GD^2 &= 151000 \text{ kg-m}^2 \end{aligned}$$

とする。又 F は水槽水位に応じて第 5-10 図の様に变化する。図の A 室、B 室とも馬蹄型断面であるが計算を簡単にするため図の様な矩形断面と等価であるとする。



- 上記数値を(5-24)式乃至(5-30)式に適用すると

$$K_1 = 1/209$$

$$\begin{aligned} K_2 &= 1/26.25 & y > -0.738 \\ &= 1/182.8 & -0.738 > y > -1.190 \\ &= 1/234.3 & -1.190 > y \end{aligned}$$

$$K_3 = 1/11.83$$

$$K_4 = 0.9063 \quad K_5 = 0.0937$$

$$K_6 = 3.77$$

$$h_p = 0.815(h + \Delta h) \quad m_p = 1.100 m$$

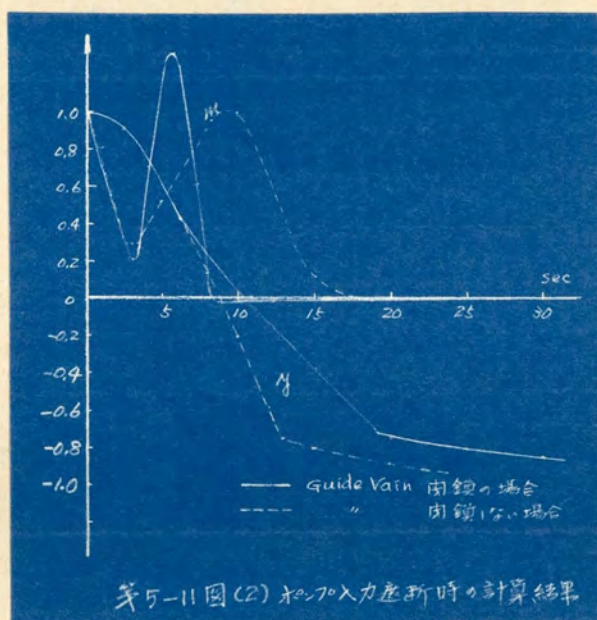
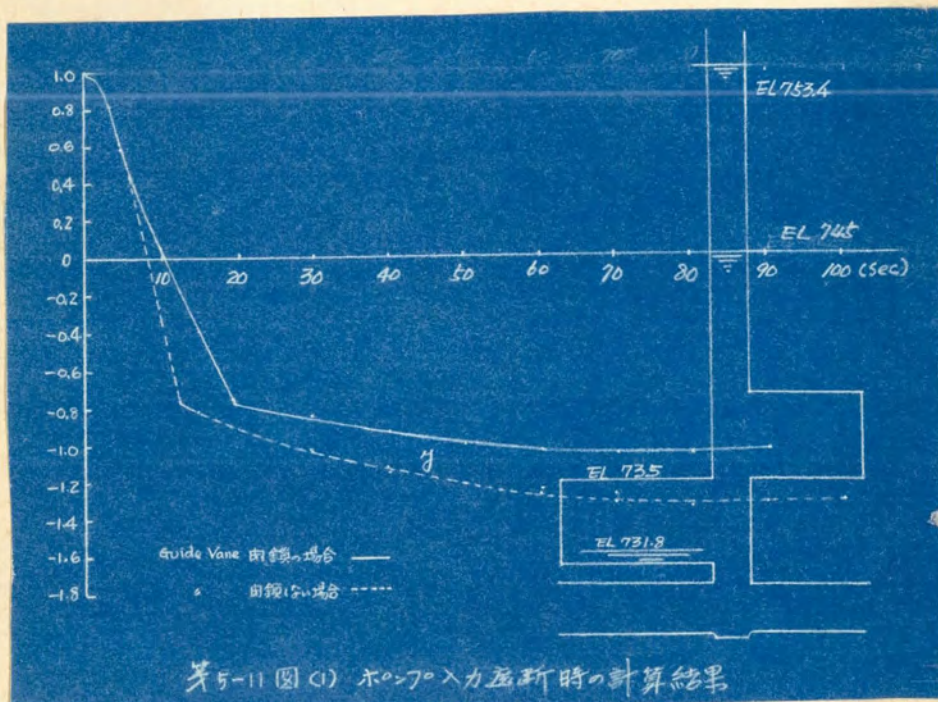
$$g_p = 1.285 g \quad n_p = n$$

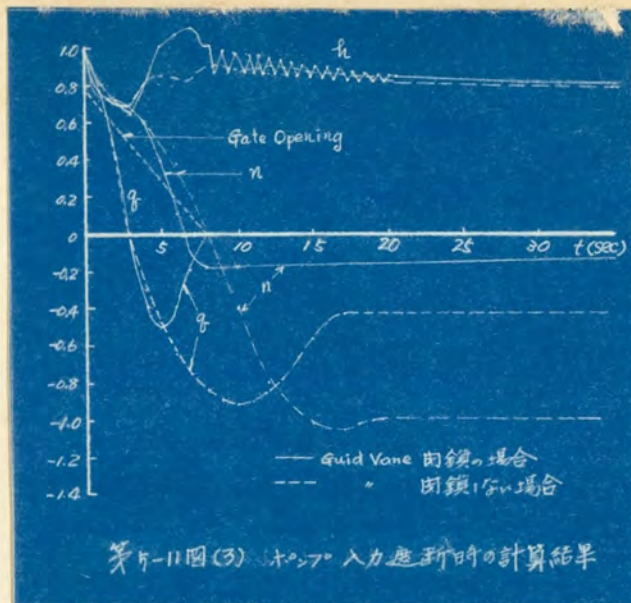
となる。上記諸定数と第5-8図の全段特性を用いて(5-27)(5-28)、(5-29)、(5-30)式の条件の下に(5-24)、(5-25)、(5-26)式を Runge-Kutta の数値積分法を用いて解くと、第5-11図の点線の様になる。

図の実線はガイドベーンを用鎖する場合の計算結果であって、これについては次節で説明する。

この計算においては g_p を仮定しこれによって定まる h_p と n_p

とから全般特性上の q_p を求め、これが仮定した q_p に一致する様 Cut and Try を行つてある。





第5-11図(3) ポンプ入力遮断時の計算結果

第5節 ガイドベーンを閉鎖する場合の計算例

前節で述べた計算はポンプ入力が遮断されてもガイドベーンが規定閉度に固定されて居り、且つ吐出弁も閉鎖しない場合について行ったものである。

吐出弁を閉鎖する場合については日立製作所小堀氏⁽¹⁰⁾によって計算されてゐる。これは吐出弁の閉度及びその時の流量に相当する損失水頭を加味して h_p を定める様計算したものである。

ポンプ入力が遮断された時ガイドベーンが閉鎖する場合の計算はかなり複雑で、前節に述べた計算におけるポンプ全般特性は計算の時間間隔ごとにおけるガイドベーン閉度に対応する全般特性を使用しなければならない。

このためには各ガイドベーン閉度につき全般特性を求める必要がある。これを詳細に求めるには非常な手数を要するが第3節に述べた近似法を用いれば比較的容易に求めることが出来る。

以下大森川発電所の場合について、各ガイドベーン閉度に対す

る全般特性を近似法によって求め、これを用いてポンプ入力が遮断された時ガイドベーンを閉鎖する場合の過渡現象の計算結果について述べる。

ガイドベーンを閉鎖する場合はポンプは太低の場合逆転することなく、従って現象としては全般特性の水車領域に亘ることは殆んどないと考えてよい。そこで第3節の近似法で全般特性を求める場合ポンプ領域は模型試験の結果をそのまま用い、水車領域は基準点、無拘束点の2点から定数を定めることとした。即ち水車特性を表わす(5-17)式の定数として(5-21)式の代りに

$$\left. \begin{aligned} \beta &= \xi & \beta' &= \zeta \\ \alpha &= \frac{1}{n_r g_n + g_r} \left\{ \frac{g_n^2 - g_r^2}{n_r g_n - g_r} - \xi g_n g_r \right\} \\ \gamma &= \frac{1}{n_r g_n + g_r} \left\{ \frac{n_r^2 - 1}{n_r g_n - g_r} - \xi n_r \right\} \\ \alpha' &= \frac{1}{n_r g_n + g_r} \left\{ \frac{-m_n g_r^2}{n_r g_n - g_r} - \zeta g_n g_r \right\} \\ \gamma' &= \frac{1}{n_r g_n + g_r} \left\{ \frac{m_n n_r^2}{n_r g_n - g_r} - \zeta n_r \right\} \end{aligned} \right\} \quad (5-31)$$

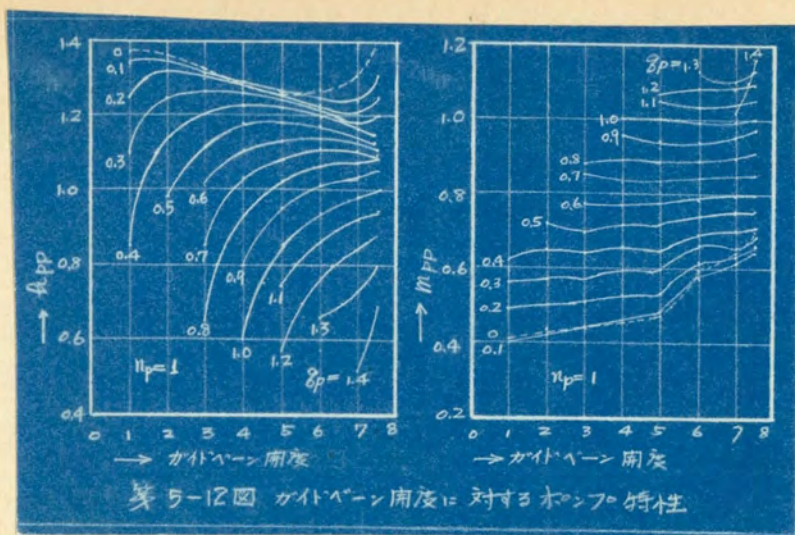
を用いることとした。

先ず各ガイドベーン開度におけるポンプ特性からガイドベーン開度を横軸として

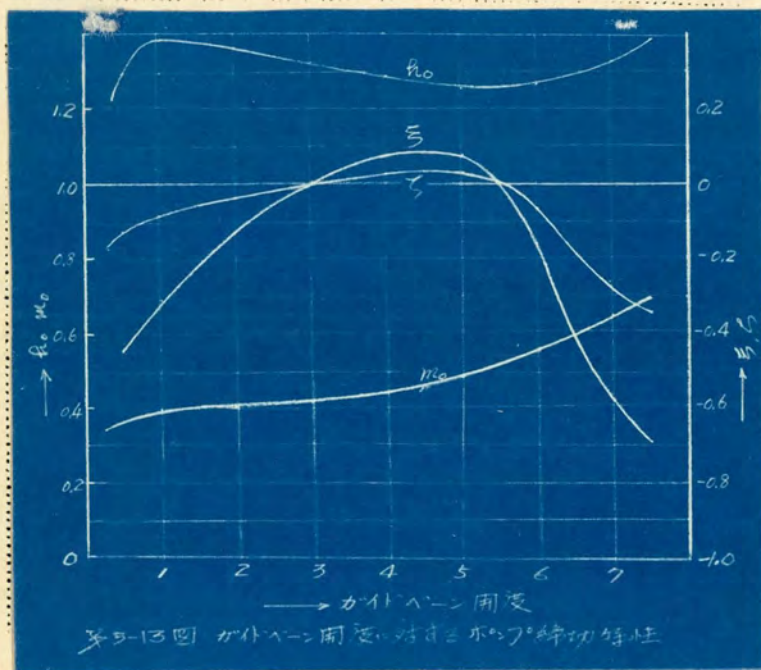
g_p をパラメーターとする h_{pp} 、 m_{pp} 曲線 第5-12図

ポンプ締切点 h_0 、 m_0 、 ξ 、 ζ 曲線 第5-13図

を求める。



第5-12図 ガイドベーン開度に対するポンプ特性

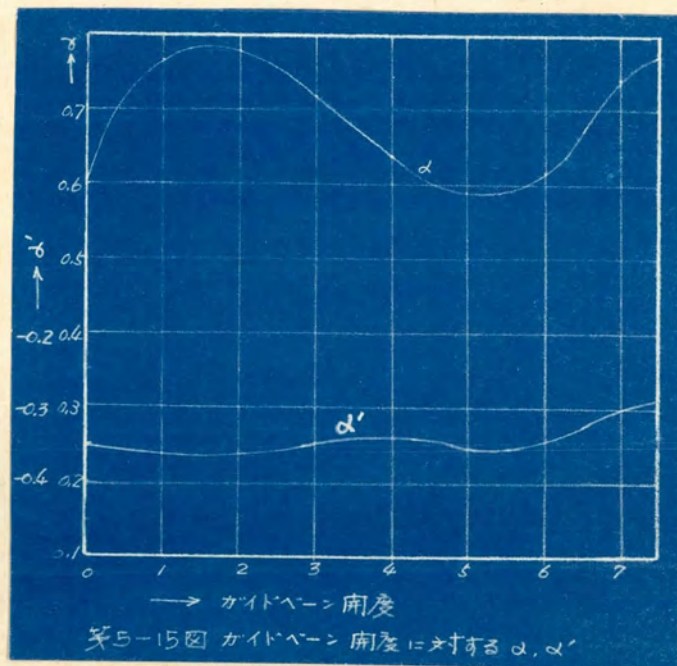
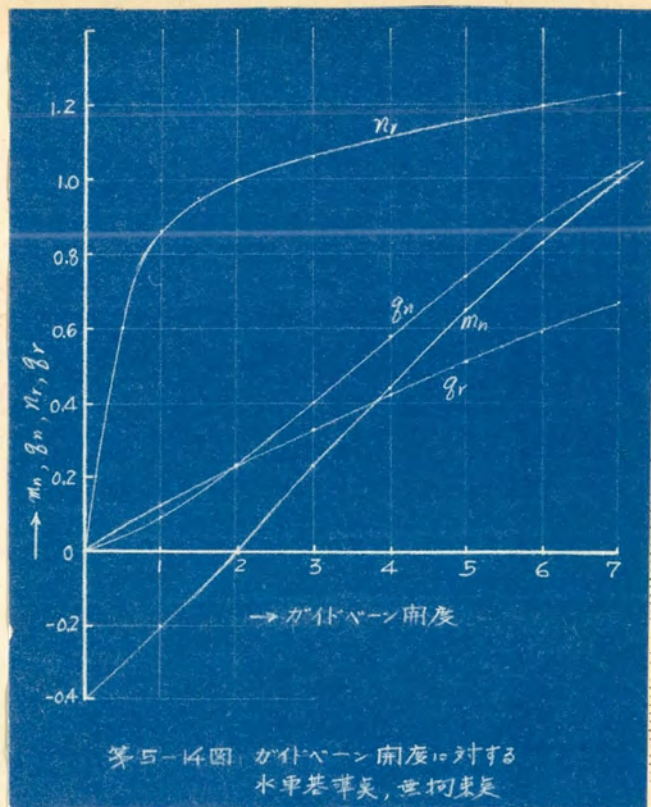


第5-13図 ガイドベーン開度に対するポンプ効率特性

又各ガイドベーン開度に対する水車特性からガイドベーン開度を横軸として

水車基準点及び無拘束点 m_n, g_n, n_r, g_r 曲線第5-14図を求め、これと(5-31)式からガイドベーン開度を横軸として

α, α' 曲線、第5-15図、 r, r' 曲線 第5-16図を求める



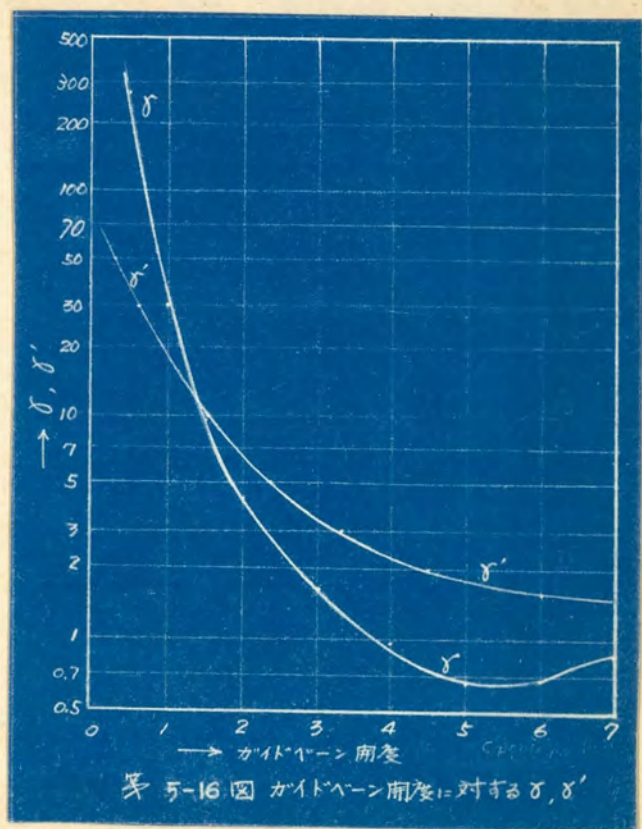
第5-12.

5-13, 5-14

5-15, 5-16

図から任意のガイドベーン開度に対する全般特性を推定することが出来る。

ポンプ入力が遮断した時、ガイドベーンを閉鎖する場合の計算は前節で述べた計算法における、特定のガイドベーン開度



第 5-16 図 ガイドベーン開度に対する γ, γ'

に対する全般特性の代りに、計算の各時点に対応するガイドベーン開度の全般特性を用いれば前節と全く同様に行うことが出来る。

ガイドベーン閉鎖時間を数値計算の都合上、圧力波の往復時間 T_0 の倍数として

不動時間 0.396 sec

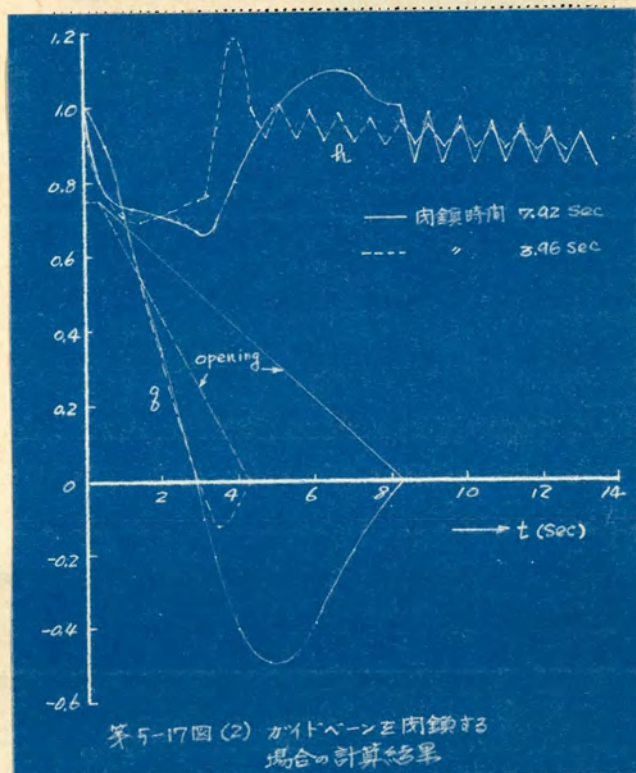
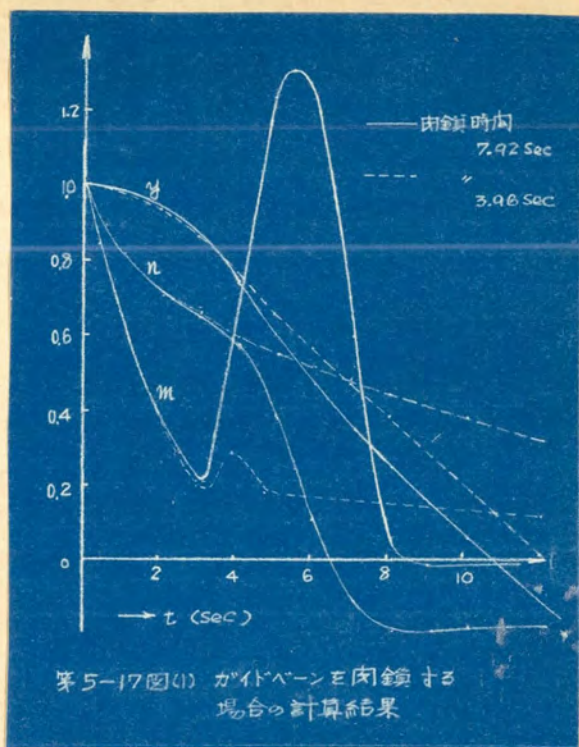
閉鎖時間 7.92 sec

とすると計算の時点は第5-12図乃至第5-16図の横軸(ガイドベーン開度)を20等分した点となる

この場合の計算結果を第5-17図の実線で示す。図から判る通り、ガイドベーンを閉鎖する場合は閉鎖しない場合に比べて水圧降下は大差なく、水圧上昇は大きく、水槽水位低下は少い。

又第5-17図から判る通り、ガイドベーン閉鎖する場合も閉鎖

しない場合も揚水量 q が 0 となる迄の時間は殆んど変わらない。従って開鎖をこの程度迄短縮することが考えられる。開鎖時間を 3.96 sec とした場合の計算結果を第 5-17 図に示す。図には比較のために開鎖時間 7.92 sec の場合も示してあるが、揚水量が 0 となる迄の時間は両者で殆んど差がない。



第6節 水圧変動の略算法

ポンプ入力遮断に伴う水圧変動を精密に計算するには前述の方法によらなければならないが、この計算はかなり繁雑である。そこでポンプ特性を簡単な式で近似し、水圧変動の概略値を推定する略算法について述べる。

ポンプ入力遮断に伴う流量変化、水圧変動の現象はサージタンクの水位変動に比べると極めて短時間に終了する。従つて水圧変動の計算には、サージタンクの水位変動の影響を無視して考えても大きな誤りを生じない。

又前述の結果から、ガイドベーンを閉鎖する場合、現象は制動領域で終了し、水車領域に達しないことが推定される。

水压変動の原因となる流量変化は回転数の変化によるポンプの $q-p$ 特性曲線の移動によって定まる。流量の変化量は回転数の変化量の外に $q-p$ 特性曲線の傾斜、及びガイドベーン閉鎖に伴う $q-p$ 特性曲線の傾斜の変化量に左右される。又第5-12図からポンプ締切揚程 ($q_p=0$ の時の p_{pp}) はガイドベーン開度によつてあまり変らないこと、ポンプの $q-p$ 特性曲線はガイドベーン開度の小さい程急峻であることが判る。そこで

n : — 初期値を単位として測ったポンプ回転数

q:— " " ポンプ揚水量

h:— " " ポンプ揚程

ϕ :— ガイドベーン開度

a, b : - ポンプ特性によって定まる定数、但し $a - b = 1$

として、任意のガイドベーン開度におけるポンプ特性を

$$h = an^2 - \frac{b}{\phi} \quad (5-32)$$

で近似する。

一方ポンプ回転数変動の原因となる回転力は回転数と揚水量と

の関数であるが、揚水量の変化による回転力の変化についてはその平均値を考え、この平均値が回転数の影響をうけて変化するものと近似する。即ち、

m :— 平均値の初期値を単位として測ったポンプ回転力

α :— 回転力の平均値を得るために $n=1$ 、 $q=1$ における回転力に乗すべき係数

とし、ポンプ回転力を

$$m = \alpha n^2 \quad (5-33)$$

で近似する。又、

GD^2 :— 回転部のハズミ車効果 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

N_0 :— 回転数の初期値 rpm

P_0 :— 軸動力の初期値 kW

Q_0 :— 揚水量の初期値 m^3/s

H_0 :— 揚程の初期値 m

L_p :— 鉄管長 m

A_p :— 鉄管断面積 m^2

とおき、水圧変動を剛性理論によって表わすものと仮定し、且つ管路の損失水頭を無視すれば

$$\left. \begin{aligned} \frac{dn}{dt} &= -K_1 m & \frac{1}{K_1} &= \frac{1}{365} GD^2 \frac{N_0^2}{P_0} \\ h &= 1 + \Delta h \\ \Delta h &= \frac{1}{K_2} \frac{dq}{dt} & \frac{1}{K_2} &= \frac{1}{g} \frac{Q_0}{H_0} \sum \frac{L_p}{A_p} \end{aligned} \right\} \quad (5-34)$$

となる。(5-33)、(5-34) 式より

$$n = \frac{1}{1 + \alpha K_1 t} \quad (5-35)$$

を得る。

1. 水圧変動の影響を無視して β の変化を求める場合

(5-32), (5-34) 式から β の変化はそれによって生ずる水圧変動の影響を受けることが判るが、先ず水圧変動の影響を無視して β の変化を求め、 β の変化から水圧変動を求めて見る。

Δh を無視すると (5-32), (5-35) 式より

$$\beta = \frac{\phi}{b} \left\{ \frac{a}{(1+\alpha K_1 t)^2} - 1 \right\}$$

となる。従って

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{\phi}{b} \frac{-2\alpha K_1}{(1+\alpha K_1 t)^3} + \frac{1}{b} \left\{ \frac{a}{(1+\alpha K_1 t)^2} - 1 \right\} \frac{d\phi}{dt} \quad (5-36)$$

ガイドベーン閉鎖における不動時間を T_d 、閉鎖時間を T_c とすれば

$t < T_d$ においては

$$\phi = 1 \quad d\phi/dt = 0$$

従って

$$\Delta h_1 = \frac{1}{K_2} \frac{d\beta}{dt} = - \frac{2\alpha K_1}{b K_2} \frac{1}{(1+\alpha K_1 t)^3}$$

となり、この区間における水圧の最低値 $\Delta h_{1, \min}$ は

$$\Delta h_{1, \min} = - \frac{2\alpha K_1}{b K_2} \quad (5-37)$$

$T_d < t < T_d + T_c$ においては

$$\phi = \frac{1}{T_c} \left\{ (T_d + T_c) - t \right\}, \quad \frac{d\phi}{dt} = - \frac{1}{T_c}$$

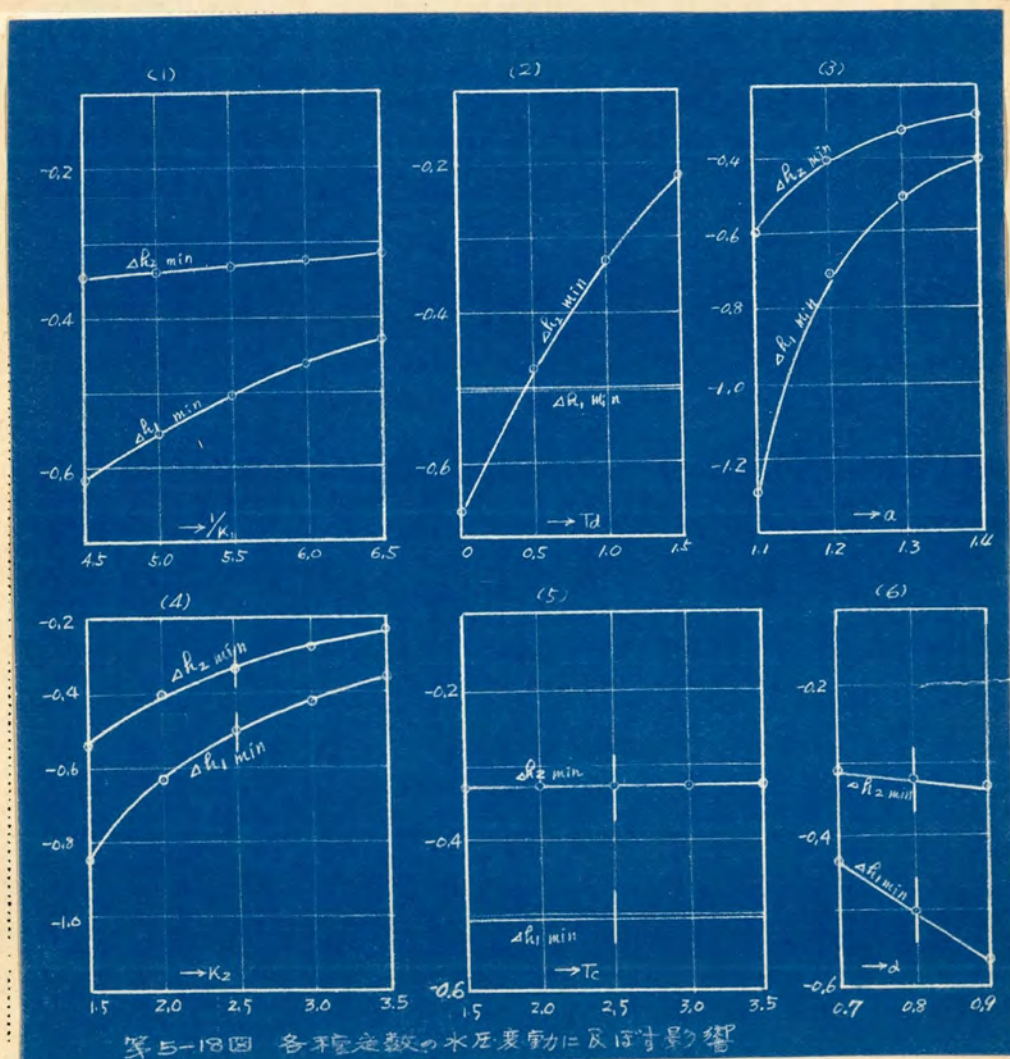
従って

$$\Delta h_2 = - \frac{2\alpha K_1}{b K_2} \frac{(T_d + T_c) - t}{T_c (1+\alpha K_1 t)^3} - \frac{1}{b K_2 T_c} \left\{ \frac{a}{(1+\alpha K_1 t)^2} - 1 \right\}$$

となりこの区間における水圧の最低値 $\Delta h_{2, \min}$ は

$$\Delta h_{2min} = \Delta h_{1min} \left[\frac{1}{(1+\alpha K_1 T_d)^3} + \frac{1}{2\alpha K_1 T_c} \left\{ \frac{1}{(1+\alpha K_1 T_d)^2} - \frac{1}{a} \right\} \right] \quad (5-38)$$

(5-37)、(5-38)式における各定数の影響を調べるために
 $a = 1.3$ 、 $b = 0.3$ 、 $\alpha = 0.8$ 、 $K_1 = 1/5.5$ 、 $K_2 = 2.5$ 、 $T_d = 1$
 $T_c = 2.5$ とおいて、これを中心に上記各定数を変化させた時の
 Δh_{1min} 、 Δh_{2min} の変化を求めると第5-18図のようになる。図
 から次のことが推測出来る。



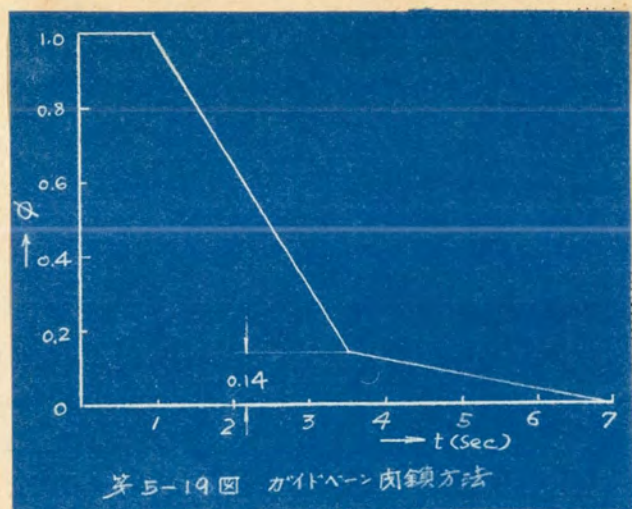
第5-18図 各定数変化の水圧変動に及ぼす影響

- (1) 最大水圧降下は殆んどの場合不動時間内に起る。
- (2) 最大水圧降下はガイドベーン閉鎖時間に殆んど影響されない、但し不動時間が或る程度短くなるとガイドベーンを閉鎖することによって水圧降下は大きくなる。
- (3) 最大水圧降下は慣性定数 $1/K_1$ の大きい程小さい。
- (4) 最大水圧降下は鉄管定数 $1/K_2$ の大きい程大きい。
- (5) 最大水圧降下はポンプ特性によって相当異り、 η - Q 特性曲線の傾斜の緩かな程大きく、回転力の平均値の大きい程大きい。

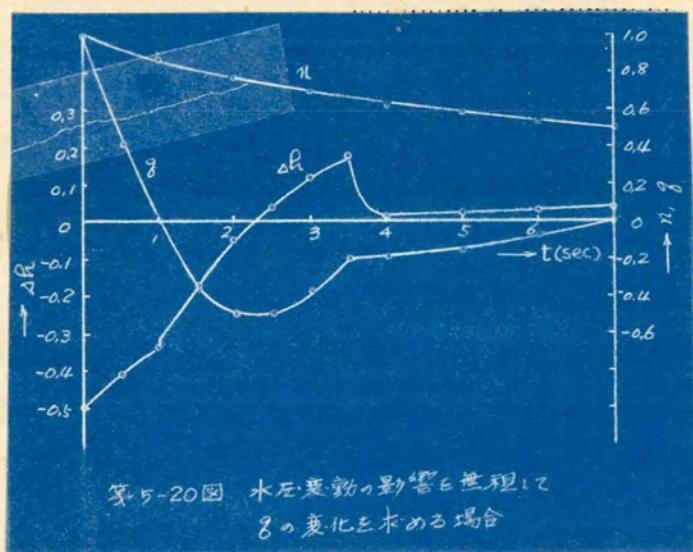
或る程度不動時間を置けばガイドベーンを閉鎖することによって水圧降下値を軽減出来ることは上記によって推測されるが、ガイドベーン全開附近ではポンプ逆流量をしぼることになるので水圧上昇を伴う。従ってガイドベーン閉鎖の終端近くでは閉鎖時間を延ばすことが好ましい。大森川発電所で実施したポンプ入力遮断試験と条件を近似させ且つ計算の便のためガイドベーン閉鎖方法を第5-19図に示す様に

$$\begin{array}{lll}
 t < 1 & \phi = 1 & d\phi/dt = 0 \\
 1 < t < 3.5 & \phi = 1.344 - 0.344t & d\phi/dt = -0.344 \\
 3.5 < t < 7.0 & \phi = 0.28 - 0.04t & d\phi/dt = -0.04
 \end{array}$$

とおき、且つ $a = 1.3$, $b = 0.3$, $\alpha = 0.8$, $K_1 = 1/5.5$
 $K_2 = 2.5$ の場合について (5-35) (5-36) 式より n , q , Δh の変化を求めると第5-20図の様になる。



第5-19図 ガイトバーン肉鎖方法



第5-20図 水圧変動の影響を考慮して
gの変化を求める場合

2. 水圧変動の影響を考慮して g の変化を求める場合

実際にはポンプ揚水量の減少により水圧降下を生じ、ポンプ揚程が減少して、揚水量減少の割合を緩和するので、水圧降下も上記程大きくならない。(5-32)、(5-34) 式より

$$g = \frac{\phi}{b} \left(a n^2 - 1 - \frac{1}{K_2} \frac{dg}{dx} \right)$$

この式は簡単には解けないので数値計算をすることとし、計算

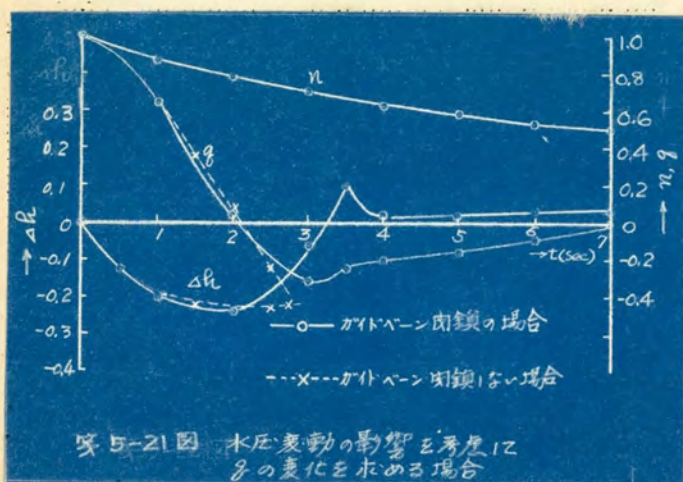
の時間間隔を Δt 、 Δt で数えて i 番目の値を添字 i を附して表わせば

$$\frac{dg}{dt} = \frac{g_i - g_{i-1}}{\Delta t}$$

と考えると

$$\left. \begin{aligned} g_i &= \frac{K_2 \Delta t \phi_i}{b K_2 \Delta t + \phi_i} \left\{ a n_i^2 - 1 + \frac{1}{K_2 \Delta t} g_{i-1} \right\} \\ \Delta h_i &= \frac{1}{K_2 \Delta t} (g_i - g_{i-1}) \\ n_i &= \frac{1}{1 + \alpha K_1 \Delta t i} \end{aligned} \right\} \quad (5-39)$$

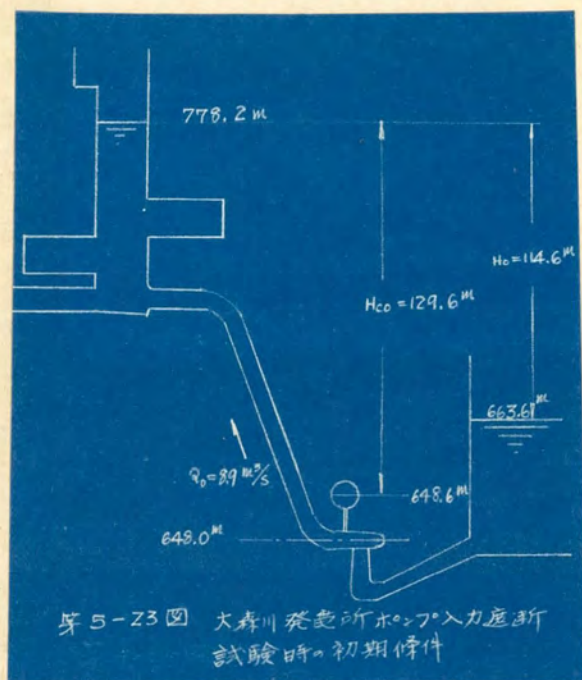
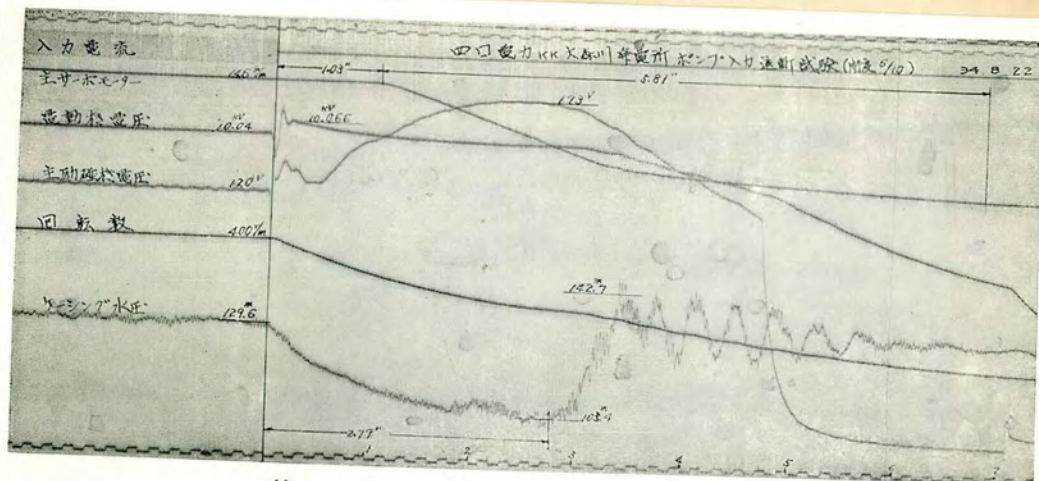
となる。 $a = 1.3$ 、 $b = 0.3$ 、 $\alpha = 0.8$ 、 $K_1 = 1/5.5$ 、 $K_2 = 2.5$ 、 $\Delta t = 0.25 \text{ sec}$ とし、ガイドベーン開鎖方法を第5-19図と同一として(5-39)式より n 、 g 、 Δh を求めると第5-21図の実線の様になる。



図にはガイドベーンが開鎖しない場合の計算結果を点線で示してあるが、水圧降下が最大となる附近では g の変化、従って又水圧変動は、ガイドベーンを開鎖する場合と開鎖し

ない場合で殆んど差がないと考えられる。

次に大森川発電所におけるポンプ入力遮断試験のオシログラムを第5-22図に示す。この試験を行った時の条件は次の通りである。又水槽水位、放水位、水圧計測点の関係は第5-23図の通りである。



$$GD^2 = 151 \text{ kg-m}^2$$

$$N_0 = 400 \text{ rpm}$$

$$P_0 = 12,200 \text{ kW}$$

$$Q_0 = 8.9 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_0 = 114.6 \text{ m}$$

$$\Sigma(L_P/A_P) = 51 \text{ 1/m}$$

ガイドベーン開度 60%

従って (5-34) 式における K_1, K_2 は夫々

$$\frac{1}{K_1} = 5.42$$

$$K_2 = 2.48$$

となる。又

$$Q_0 = 8.9 \text{ m}^3/\text{s}$$

は第5-12図

における g_p

= 0.89 に相

当するのでガ

イドベーン開

度 60% にお

けるポンプ持

性は概略 $a =$

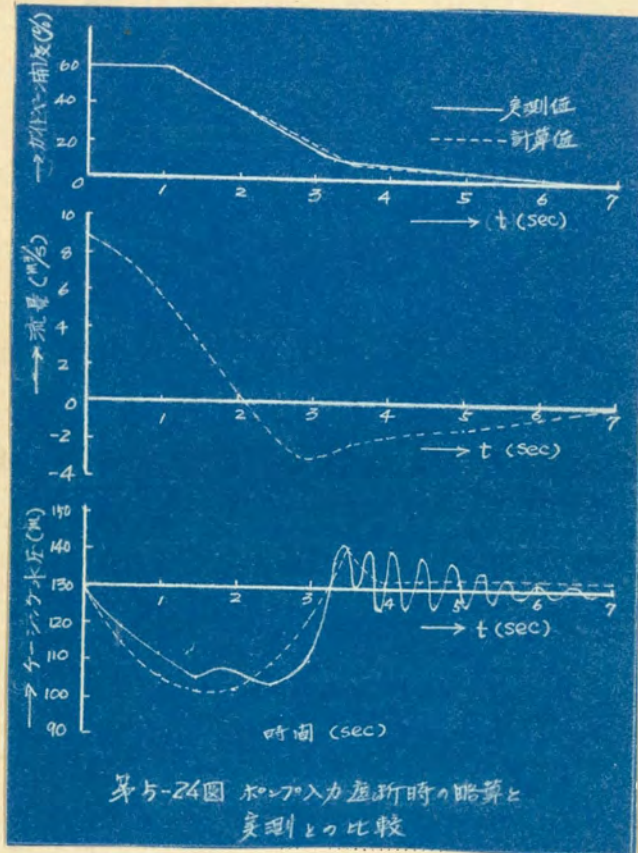
1.3 $b = 0.3$,

$\alpha = 0.8$ 程度

と考えられる。

即ち試験時の

条件は第5-



21 図の計算条件とほぼ等しいと考えられる。

第5-21 図の計算結果と第5-22 図の試験結果の比較を第5-24 図に示す。実測と上記略算の結果はほぼ一致していることが判る。

3 ポンプ入力遮断時の水圧降下の略算式

前項で述べた様に最大水圧降下はガイドベーンを開鎖することによって殆んど影響されないで主としてポンプの減速に左右されると考えられる。従って最大水圧降下を求めるにはガイドベーン開度を一定として考えても大して誤りを生じない。

$\phi = 1$ とおけば (5-32)、(5-33)、(5-34) 式より

$$\left. \begin{aligned} \frac{dn}{dt} &= -\alpha K_1 n^2 \\ 1 + \frac{1}{K_2} \frac{dg}{dt} &= a n^2 - b g \end{aligned} \right\} \quad (5-40)$$

を得る。この式を解くことは簡単でない。

水力機械の相似則によれば回転数の特性に及ぼす影響は n^2 で利くが、今これを現象が起きる範囲において n^2 曲線に近い直線関係で利くものと仮定する。即ち水圧降下が最大となる点附近までの範囲において第3-25図に示す様に n^2 を直線で近似せしめることとし

$$n^2 \cong cn - d \quad (c-d=1) \quad (5-41)$$

とおけば (5-40) 式は

$$\frac{dn}{dt} = -\alpha K_1 (cn - d) \quad (5-42)$$

$$1 + \frac{1}{K_2} \frac{dg}{dt} = a (cn - d) - b g \quad (5-43)$$

となる。(5-42) 式を $t=0$ で $n=1$ なる初期条件の下で解けば

$$n = \frac{1}{c} \left(e^{-\alpha c K_1 t} + d \right) \quad (5-44)$$

となる。従って (5-43) 式は

$$\frac{dg}{dt} + b K_2 g = a K_2 e^{-\alpha c K_1 t} - K_2$$

となる。これを $t=0$ で $g=1$ なる初期条件の下で解けば

$$g = \frac{a}{b} \frac{1}{bK_2 - \alpha CK_1} \left\{ bK_2 e^{-\alpha CK_1 t} - \alpha CK_1 e^{-bK_2 t} \right\} - \frac{1}{b} \quad (5-45)$$

となる。従って

$$\Delta h = -a \frac{\alpha CK_1}{bK_2 - \alpha CK_1} \left\{ e^{-\alpha CK_1 t} - e^{-bK_2 t} \right\} \quad (5-46)$$

となる。

$$\frac{d(\Delta h)}{dt} = a \frac{\alpha CK_1}{bK_2 - \alpha CK_1} \left\{ \alpha CK_1 e^{-\alpha CK_1 t} - bK_2 e^{-bK_2 t} \right\}$$

$$\text{従って } \alpha CK_1 e^{-\alpha CK_1 t_0} - bK_2 e^{-bK_2 t_0} = 0$$

を満足する t_0 において Δh は最小となる。即ち

$$e^{(bK_2 - \alpha CK_1) t_0} = \frac{bK_2}{\alpha CK_1}$$

を満足する t_0 を (5-46) 式の t に代入すれば Δh の最小値即ち最大水圧降下 Δh_{\min} は

$$\Delta h_{\min} = -a \left(\frac{bK_2}{\alpha CK_1} \right) \frac{-bK_2}{bK_2 - \alpha CK_1} \quad (5-47)$$

となる。

今迄の計算結果から水圧降下が最大となるのは $n=0.6 \sim 0.8$ の時と考えられるので

$$n^2 \cong 1.7n - 0.7 \quad \text{即} \quad c = 1.7 \quad d = 0.7$$

と置き、且つ前項の場合と同一定数 $a=1.3$ 、 $b=0.3$ 、 $\alpha=0.8$ 、 $K_1=1/5.5$ 、 $K_2=2.5$ を用いて (5-44)、(5-45)、(5-46) 式を計算すると第5-25図の実線の様になる。又同一定数を用いて (5-39) 式の数値計算によって求めた結果を図の点線で示す。両者はかなりよく一致して居り、水圧降下が最大となる点附近までの範囲において n^2 を $cn-d$ なる直線で近似せしめた事はかなり良好な近似と言える。

水車負荷遮断時の最大水圧上昇率を求める場合よくアリエビの略算式を慣用しているがポンプ入力遮断時の最大水圧降下率を求める略算式として (5-47) 式を用い得るものと考える。

$\alpha = 0.8$ $C = 1.7$ における a , b , K_1 , K_2 の各種の値に対する Δh_{min} を第5-26図に示す。

又大森川発電所におけるポンプ入力遮断試験の時の条件に近い上記定数の場合は

$$\Delta h_{min} = -0.25$$

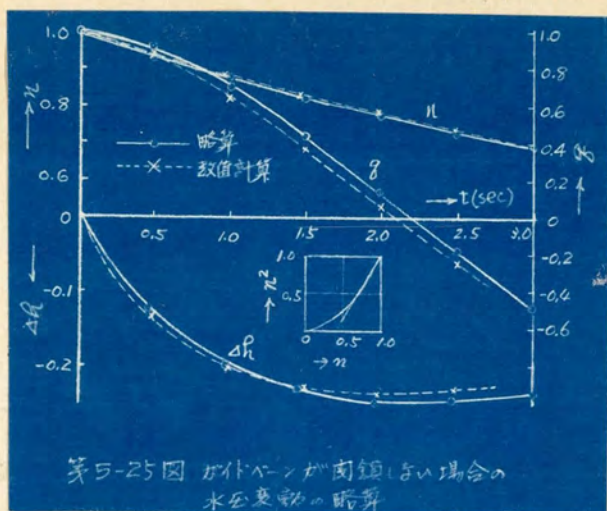
となり、これを最大水圧降下値に換算すると

$$\Delta H_{min} = \Delta h_{min} \cdot H_0 = -28.6 \text{ m}$$

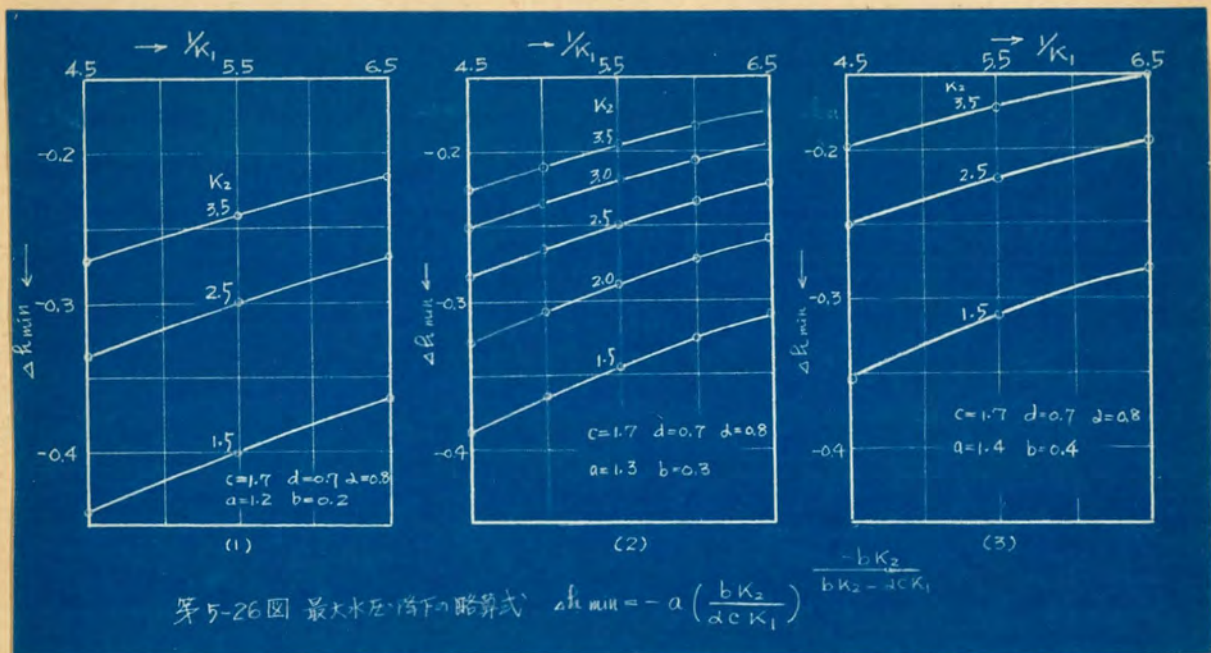
である。実測結果は第5-22図のオツシログラムに示す通り

$$103.4 \text{ m} - 129.6 \text{ m} = -26.2 \text{ m}$$

であって、略算式は実測値に近い値を推定出来た。

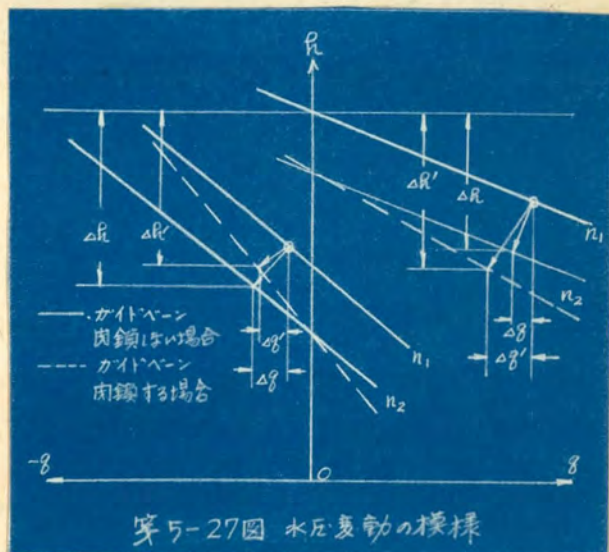


第5-25図 カイトバーンが肉鉤しない場合の水圧変動の略算



4 ガイドベーンの合理的閉鎖方法

前述の様にポンプ入力速断に際する水压降下はガイドベーン閉鎖の影響をあまり受けないで、ポンプ減速の早さ、ポンプ特性、鉄管常数によって殆んど定まる。従って発電電動機の $G D^2$ はこの点を充分考慮して決定しなければならない。ガイドベーンは逆転を防止するために閉鎖しなければならないが、これは水压変動に若干影響する。第5-27図において



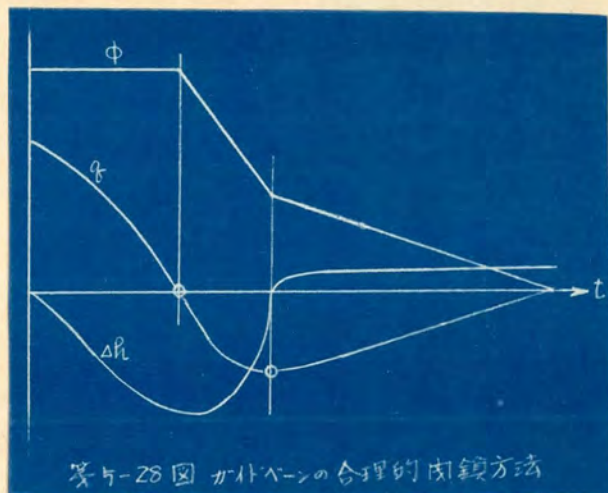
て回転数が n_1 より n_2 に低下した場合の g - h 特性曲線をガイドベーン閉鎖しない場合を実線で、閉鎖する場合を点線で示す。

図から判る様に $g > 0$ 即ちポンプ領域においては、ガイドベーンを開鎖することにより g の減少の割合、従って水圧降下は若干大きくなるが、 $g < 0$ 即ち制動領域においては、ガイドベーンを開鎖することにより水圧降下は若干小さくなる。従ってガイドベーンはポンプ領域では閉鎖しないでにおいて逆流が始まると同時に閉鎖し始めるのがよい。

又ガイドベーン閉鎖により逆流量は制限され或る一定値に達した後は減少して0に近ずき、この時に水圧上昇を伴う。逆流量減少の割合はほぼガイドベーン閉鎖の割合に比例すると考えられるので、この領域ではガイドベーン閉鎖速度はおそいことが好ましい。

以上の考え方からガイドベーンは第5-28図に示す様に $g > 0$ の範囲では不動とし、 $g < 0$ になると同時にかなり急速に閉鎖し逆流量最大となれば閉鎖速度をおそくする様に閉鎖方法を決定すべきである。

勿論この様なことは運転上あり得るすべての範囲に亘って厳密には実現出来ないが、前述程度の計算によりほぼ上記に近い点をねらって設計出来るものと考ええる。



第7節 水槽水位変動の略算法

サージタンクの水位変動を厳密に計算するには本章第2節に示した基本式によるべきであるが、ポンプ入力が遮断した時の流量の変化はサージタンク水位変動の周期に比べて極めて短時間に終了するので、ガイドベーンを閉鎖する場合は揚水量が瞬時に0となると仮定して計算しても大きな誤りを生じない。

現象が始まった瞬間から $Q = 0$ と仮定すると (5-1)、(5-2) 式は

$$\frac{L}{g} \frac{dV}{dt} = Y - \lambda \sqrt{|V|}, \quad F \frac{dY}{dt} = -AV \quad (5-48)$$

となる。従って

$$\left. \begin{aligned} \frac{dV}{dt} &= K_1 Y - K_2 \sqrt{|V|}, & K_1 &= \frac{g}{L}, & K_2 &= \lambda \frac{g}{L} \\ \frac{dY}{dt} &= -K_3 V, & K_3 &= \frac{A}{F} \end{aligned} \right\} \quad (5-49)$$

を解けばよいこととなる。これは数値計算又はアナログコンピュータなどによって解くことが出来るが、以下述べる方法で略算しても大きな誤りを生じない。

尚大森川発電所におけるポンプ入力遮断試験結果と比較するために、各種定数を試験時の条件と等しく取り次の様に定める。

$$L = 2464 \text{ m}$$

$$A = 464 \text{ m}^2$$

$$Q_0 = 8.9 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_0 = Q_0 / A = 1.92 \text{ m/s}$$

$$F = 15.9 \text{ m}^2 \quad (\text{水槽部分})$$

$$= 78.5 \text{ m}^2 \quad (\text{上部水室部分 EL } 781 \text{ m 以上})$$

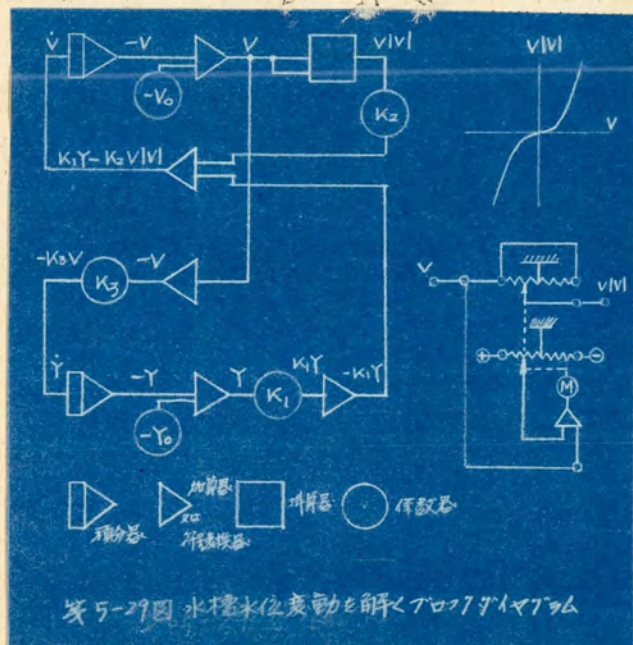
$$\text{隧道損失水頭 } Y_0 = \lambda V_0^2 = 2.52 \text{ m}, \quad \lambda = 0.684$$

$$V = 0 \text{ の時の水槽水位: } - \text{EL } 775.74 \text{ m}$$

従って以下の図に示す水槽水位は $(775.74 + Y) \text{ m}$ を示す。

又比較のために示したアナログコンピュータによる解は第5

— 29 図のブロックダイアグラムによって上記定数を用いて解いたものである。



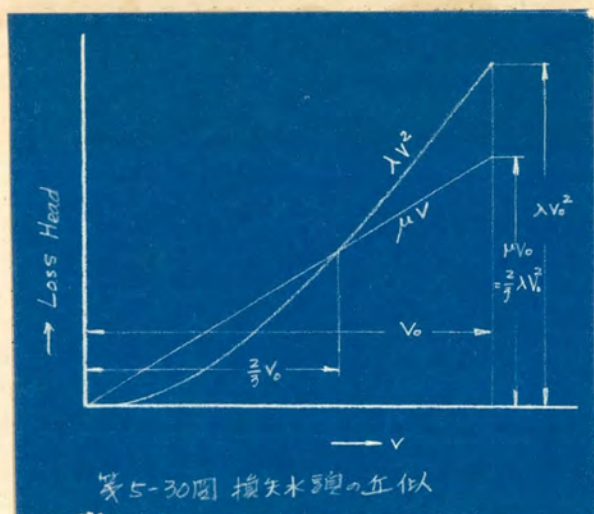
(1) 隧道損失水頭を直線で近似する場合

(5-48) 式における損失水頭 $\lambda V|V|$ の代りに V の変化範囲でこれと平均値を等しくする直線 μV で近似せしめると計算は簡単になる。 V の変化範囲を $V < |V_0|$ としこの範囲で上記両者の平均値を等しくすれば

$$\frac{1}{2} \mu V_0 = \frac{1}{3} \lambda V_0^2 \quad \mu = \frac{2}{3} \lambda V_0 \quad (5-50)$$

となる。即ち第 5-20 図に示す様な λV^2 の代りに μV で近似すると (5-49) 式は

$$\left. \begin{aligned} \frac{dV}{dt} &= K_1 Y - K_2 V, & K_1 &= \frac{g}{L}, & K_2 &= \mu \frac{g}{L} \\ \frac{dY}{dt} &= -K_3 V, & K_3 &= \frac{A}{F} \end{aligned} \right\} \quad (5-51)$$



これを解けば B , D , ϕ , ψ を積分定数として

$$Y = B e^{-\alpha t} \sin(\omega t + \phi)$$

$$V = D e^{-\alpha t} \cos(\omega t + \psi)$$

$$\alpha = \frac{1}{2} K_2, \quad \omega = \frac{1}{2} \sqrt{4 K_1 K_3 - K_2^2}$$

(5-52)

となる。前記数値を用いると各定数は

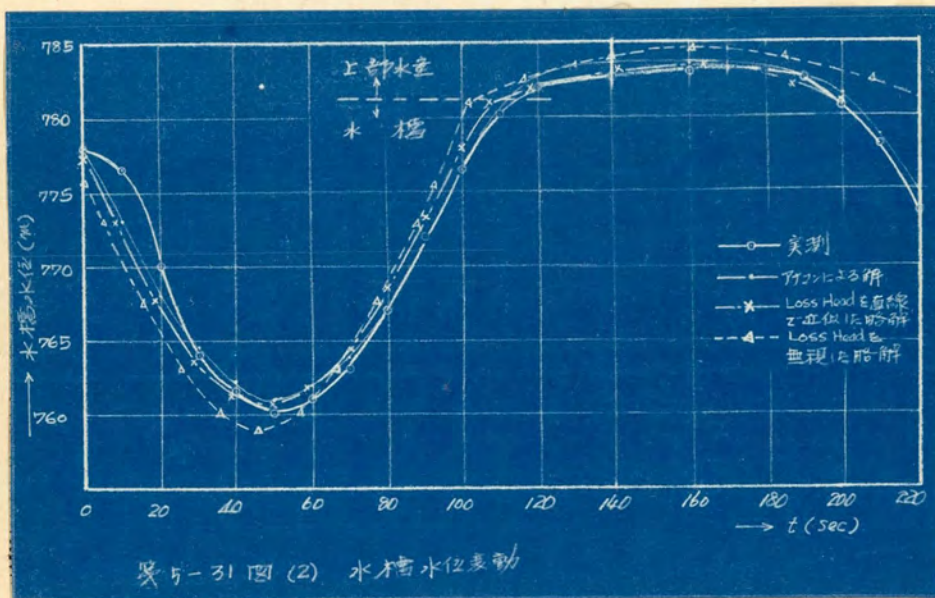
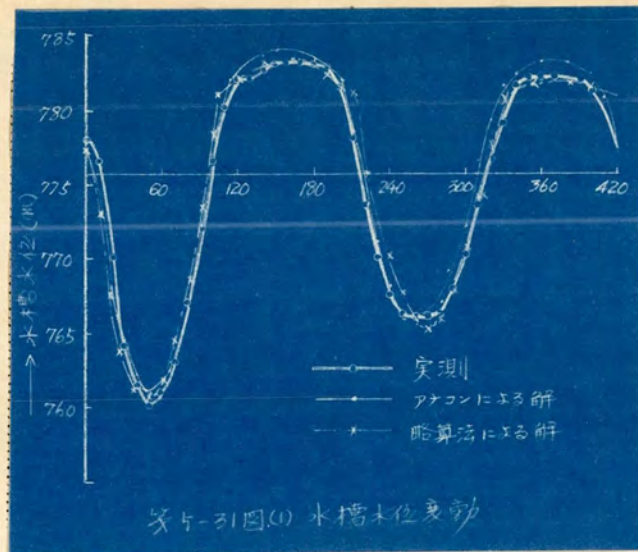
$$\mu = 0.875, \quad K_1 = 0.00398, \quad K_2 = 0.00348$$

$$K_3 = 0.292 (Y < 5.26), \quad 0.0591 (Y > 5.26)$$

$$\alpha = 0.00174$$

$$\omega = 0.034 (Y < 5.26), \quad 0.01515 (Y > 5.26)$$

となり計算結果を第5-31図に鎖線で示してある。図の太い実線は実測結果、細い実線はアナログコンピュータによる計算結果である。



(2) 隧道損失水頭を無視する場合

さらに隧道損失水頭を無視すると

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{L} Y \quad \frac{dY}{dt} = -\frac{A}{F} V$$

となる。これを解くと

$$Y = -V_0 \sqrt{\frac{LA}{gF}} \sin \sqrt{\frac{gA}{LF}} \cdot t$$

$$V = V_0 \cos \sqrt{\frac{gA}{LF}} \cdot t$$

となる。これに上記数値を適用して計算した結果を第5-3ノ図に点線で示す。損失水頭を無視しても最低水位に關しては幾分低い結果を得るだけで計画に際しておよその見当をつけるにはこの程度で充分であらう。

第8節 結 言

ポンプに關する異常現象のうち最も重要な問題はポンプ入力遮断時の過渡現象であり、これを嚴密に計算するにはポンプの全般特性を必要とし且つ甚だ面倒な手数を必要とする。

ポンプ全般特性を精密に求めるには非常な手数と大規模な模型試験設備を必要とするが第3節に述べた近似法によって実用上十分な結果を比較的簡単に求めることが出来る。

ポンプ入力遮断時ガイドベーンを閉鎖する場合の計算は第5節に述べた方法で行えばよい。しかしこの方法はかなり繁雜である。

水圧変動に關してはその原因となる流量変化がポンプ入力遮断に伴うポンプの減速の割合とポンプの $q-H$ 特性曲線とによつて殆んど定まることに着目しポンプ特性を簡素化して考えると、實際に近い値を比較的簡単に略算出来る。

又第6節で誘導した最大水圧降下を求める略算式は、水車負荷遮断時の最大水圧上昇を求めるアリエビの略算式と同様に概略値を求めるのに用い得るものとする。

サージタンクの水圧変動は従来数値計算が慣用されているが第7節で述べた略算法により実用上十分な結果を得ることが出来る。

結 論

揚水発電に関しては経済的、技術的に色々な問題があるが、そのうち重要なものについて検討した。以上の結果を要約すれば次の様である。

第1章においては

- (1) 検討結果を実績と対比するに当って各種の條件を明らかにするために四電力株式会社大森川揚水式発電所の設備の概要と運転実績とについて述べた。
- (2) 我国で始めてポンプタービンを使用した上記大森川発電所が好調に運転していることを示し、所期の揚水効果を挙げ得ることを明らかにした。

第2章においては

- (1) 揚水発電の経済性検討に先立って、これを単純揚水式発電と複合揚水式発電とに分類し、その機能の主要点を示した。
- (2) 揚水発電の原価を構成する揚水用電力として火力発電を利用する場合のために火力発電原価を固定費と燃料費とより構成されるものとして、その一般式を求めた。
- (3) 揚水発電原価を固定費、揚水用電力費より構成されるものとし、揚水用電力として水力余剰及び火力発電を利用するものとし、且つ揚水用電力供給による火力発電の燃料費節減効果を考慮した揚水発電原価の一般式を誘導した。
- (4) 揚水用電力を供給することによって火力発電の利用率が向上するための燃料費節減効果を考慮に入れると揚水発電原価を構成する火力の燃料費は利用率100%の時の火力の燃料費より

と低いほぼ一定値と考え得ることを示した。

- (5) 各種方式の揚水発電所に対して揚水発電原価の一般式を適用し、揚水発電の経済性に対して、その建設費が極めて重要な要素をなすことを明らかにし、各種方式に対する建設単価の経済的限度を示した。

第3章においては

- (1) 各種模型試験の *data* からポンプタービンに関して、効率、水車とポンプとの特有速度の関係、最高効率を与える回転数、水車流量とポンプ揚水量との関係、水車無拘束速度、ポンプ締切揚程、キャビテーション性能、ランナー形状寸法など特性の一般的傾向を求めた。
- (2) この一般的傾向を利用して、ポンプタービン使用の計画に際し、その特性を推定する方法について述べ、大森川発電所における推定特性と実際の特性とを比較して推定法が実用し得るのであることを示した。
- (3) 我国で始めて製作されたポンプタービンが実際に予想通りの良好な効率を示したことを大森川発電所における効率測定の結果によって明らかにした。
- (4) ポンプタービンは水車とポンプとの回転数を変えることによってその特性を改善出来ること、但しこのためには発電電動機を二速度機とする必要上その価格が増加するので慎重に検討すべきこと、大森川発電所においては二速度機とすることによって経済的にかえって不利な結果となることを示した。

第4章においては

- (1) ポンプタービンの運転上重要なポンプ起動法に関し起動装置、起動時負荷トルク軽減法の各種方式について述べた。

- (2) 大森川発電所におけるポンプ起動試験より起動時の電動機入力、電圧、電流、起動時間などの実績について述べた。
- (3) 自己起動法における起動電流、起動時間などは電動機の簡単な等価回路を用いて計算することにより、かなり正確に予測し得ることを大森川発電所における現地試験の結果と比較して明らかにした。
- (4) ポンプタービンの振動についてはポンプ運転の場合が問題であり、大森川発電所における振動測定結果より、ポンプ運転の方が水車運転よりも振動が大きいこと、しかしその値は特に問題とするに足りない程度であることを示した。

第5章においては

- (1) ポンプ入力遮断時の過渡現象を解析するための、水路系、ポンプ系、ポンプ特性を組合わせた一般的方法について述べ、この解析にポンプ全般特性の必要であることを示した。
- (2) ポンプ全般特性を正確に求めるには非常な手数と大規模な試験設備を必要とするが、ポンプ特性と水車特性の二、三の data から計算によって全般特性を求める近似法を誘導し、大森川発電所の模型試験の結果と比較して実用上十分な結果が得られることを示した。
- (3) ポンプ入力が遮断された時ガイドベーンを閉じない場合の水槽水位変動、鉄管水圧変動を同時に考慮した計算を大森川発電所の場合を例に取って示した。
- (4) ポンプ入力が遮断された時ガイドベーンを閉じる場合の上記と同様な計算例を示し、揚水量が0となる迄の時間はガイドベーン閉鎖には殆んど無関係であることを示した。
- (5) ポンプ入力遮断時の水圧変動は主としてポンプの減速の早さと、揚水量—揚程曲線の傾斜とに左右されることに着目して、

ポンプ特性を簡単な式で近似することにより水圧変動を求めるための略算法を誘導し、大森川発電所における現地試験の結果と比較して、この略算法が実用上差支えない程度の結果を与えることを示した。

- (6) 水圧降下が最大となる迄の流量変化の様子はガイドベーン閉鎖に殆んど影響されないことに着目し、且つポンプ回転力の回転数に関する非直線特性を直線特性で近似することにより最大水圧降下値を求めるための略算式を誘導し大森川発電所における現地試験の結果と比較して、この略算式が実用上差支えない程度の結果を与えることを示した。
- (7) 上記検討結果を参照してポンプ入力遮断時のガイドベーンの合理的閉鎖方法について述べ、或る程度の不動時間を必要とすること、全開近くで閉鎖速度をおそくすべきことを示した。
- (8) 隧道損失水頭の流量に関する非直線特性を直線特性で近似することにより、ポンプ入力遮断時の水槽水位変動を求める略算法を示し、大森川発電所における現地試験の結果から、この略算法が実用上十分な結果を与えることを示した。

終りに臨み、本研究に対し終始御懇篤な御指導を賜った京都大学大久保達郎教授に厚く御礼を申し上げますと共に、本研究の資料となった四国電力株式会社大森川発電所の建設に多大な努力を傾けられ、現地試験に協力され、本研究に対し多大な御援助を頂いた、四国電力株式会社、株式会社日立製作所、電力技術研究所の関係各位、ならびに図面の作成に協力下さった四国電力株式会社建設部電気課の諸氏に厚く御礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) 電気工学ハンドブック 第19編 第100図 (P.1189)
- (2) L. R. Sellers, J. E. Kirkland
"Pump Turbine Addition at TVA Hiwassee
Hydro Plant"
Electrical Engineering Mar. P.263, 1956
- (3) R. V. Terry F. E. Jaski
"Test Characteristics of a Combined Pump-Turbine
Model with Wicket Gates"
Transaction of The ASME Nov P. 732, 1942
- (4) W. J. McCormack
"Performance Characteristics of Francis Type
Pump-Turbine"
Transaction of The ASME Feb p. 417 1956
- (5) F. A. Allner
"Hydraulic Turbine and Pump Combined in a
Single Unit"
Power Nov., p. 266, 1932
- (6) 深 栖 俊 一
水車の理論と構造 (産業図書) P. 99

(7) 寺 田 進

応用ポンプ工学 (岩波書店) p. 18

(8) H. H. Roth

"Generator-Motor Units for Reversible Pump Turbine"
Allis Chalmers Electrical Review 4th Quarter 1954

(9) R. M. Peabody

"Typical Analysis of Water Hammer in a Pumping
Plant of the Colorado River Aqueduct"
Transaction of The ASME Feb p. 117. 1937

(10) 小 堀 威

"沼沢沼揚水発電所用ポンプのウォーターハンマーに
対する研究"

日立評論

昭和28年6月